

Zur Beanspruchung und Lebensdauer raumgängiger Gleitketten aus Kunststoffen

Von der Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Chemnitz
Genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Titels
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt
von Dipl.-Ing. Peter Auerbach
geb. am 20.10.1975 in Karl-Marx-Stadt
eingereicht am 16.09.05

Gutachter:
Prof. Dr.-Ing. Klaus Nendel
Prof. Dr.-Ing. Jörg Oser
Dr.-Ing. Hubertus Zeddies

Chemnitz, den 3. April 2006

<http://archiv.tu-chemnitz.de/pub/2006/0039>

Bibliographische Angaben

Auerbach, Peter

„Zur Beanspruchung und Lebensdauer raumgängiger Gleitketten aus Kunststoffen“

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Allgemeinen Maschinenbau und Kunststofftechnik, Chemnitz 2005

121 Seiten, 120 Abbildungen, 28 Tabellen, 50 Literaturstellen

Referat

Die Arbeit befasst sich mit der Untersuchung von Beanspruchungen und Festigkeitseigenschaften von Kunststoff-Gleitketten in räumlichen Fördersystemen. Im Grundlagenteil werden Aufbau, Funktion und Berechnung derartiger Fördersysteme nach dem Stand der Technik dargestellt. Ausgehend von einer Analyse der Belastungen wird ein Modell der in unterschiedlichen Streckentypen auf ein Kettenglied wirkenden Kräfte erarbeitet und als Ausgangspunkt für eine FEM-Simulation der resultierenden Spannungsverteilung verwendet. In experimentellen Untersuchungen wird der Verlauf der Kettenzugkraft in Förderstrecken verschiedener Gestaltung aufgenommen und detailliert beschrieben. Weiterhin werden die Festigkeitseigenschaften der Ketten bei Prüfung in der dynamischen Werkstoffprüfmaschine sowie in praxisnahen Versuchsförderstrecken untersucht und einander gegenüber gestellt. Zur genaueren Berechnung der Kettenzugkraft werden neue Gleichungen für horizontale und vertikale Gleitbögen hergeleitet und mit gemessenen, realen Kraftverläufen abgeglichen. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen und die analytisch gefundenen Gleichungen werden zur Aufstellung erweiterter Berechnungsgrundlagen für Gleitketten-Fördersysteme herangezogen. Neben einer genaueren Berechnung der Kettenzugkraft ist damit auch erstmals eine Abschätzung der zu erwartenden Lebensdauer von Gleitketten aus Kunststoffen möglich. Abschließend erfolgt die kurze Darstellung eines Berechnungsprogramms, das Aufwand und Fehlermöglichkeiten bei der Anwendung der neuen Methodik wesentlich reduziert.

Schlagworte

- Betriebsfestigkeit
- Fördertechnik
- Kettenförderer
- Lebensdauer
- Zugkraft
- Gleitketten

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Professur Fördertechnik im Institut für Allgemeinen Maschinenbau und Kunststofftechnik der Technischen Universität Chemnitz von 2002 bis 2005.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Klaus Nendel für die Anregung der Themenwahl, sowie die Betreuung und Förderung während der Arbeit. Für seine Betreuung als Doktorvater in diesem interessanten und vielseitigen Aufgabenfeld möchte ich ihm meinen herzlichen Dank aussprechen.

Bei Herrn Dr.-Ing. H. Zeddies und Herrn Prof. Dr.-Ing. Oser möchte ich mich für die Übernahme der Koreferate und ihre hilfreichen Anregungen bedanken.

Herrn Dr.-Ing. J. Sumpf danke ich für die hilfreichen Diskussionen und seine Unterstützung bei der Durchführung und Auswertung der FEM-Simulationen. Danken möchte ich weiterhin den Mitarbeitern des Versuchsfeldes und der Meßtechnik, die bei der Realisierung der Versuchsanlagen sowie der Entwicklung neuartiger Meßwertaufnehmer und -übertragungssysteme hilfreich zur Seite standen.

Für die Durchführung der Versuche zur Ermittlung der Dauerfestigkeit auf der dynamischen Prüfmaschine danke ich Herrn Dipl.-Ing. R. Liepold. Meine Dank gilt weiterhin meinen Kollegen Frau Dipl.-Ing. U. Schneevoigt, Herrn Dr.-Ing. U. Mahn und Herrn Dipl.-Ing. H. Kaden für das Korrekturlesen von Teilen des Manuskriptes.

Für die gute Zusammenarbeit und die Bereitstellung von Versuchsmaterial danke ich den Herrn Dipl.-Ing. U. Lindemann und Dipl.-Ing. W. Baier der Firma Bosch-Rexroth.

Mein besonderer Dank gilt nicht zuletzt meiner Partnerin Frau P. Eckardt für die Unterstützung und Ermunterung während der gesamten Durchführung dieser Arbeit und v.a. in Zeiten von Schwierigkeiten und Rückschlägen.

Chemnitz, den 16.09.05
Peter Auerbach

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

Kurzzeichen	Erklärung
DAO	Data Access Objects
DBMS	Datenbankverwaltungssystem
DMS	Dehnmeßstreifen
FEM	Finite Elemente Methode
HTML	Hypertext Markup Language
MFC	Microsoft Foundation Classes
MS	Microsoft
PA	Polyamid
PBT	Polybutylenterephthalat
PE -UHMW	Polyethylen ultrahochmolekular
PE-HD	Polyethylen hoher Dichte
POM	Polyoxymethylen
PVDF	Polyvinylidenfluorid

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Erklärung
b	m	Breite des Kettenbolzens
d_0	m	Teilkreisdurchmesser des Kettenrades
$d\phi$	rad	Differentielle Änderung des Bogenwinkels
dF	N	Differentielle Änderung der Kraft
dF_R	N	Änderung der Reibkraft
D	-	Schädigung (Summe der Schädigungsanteile)
f_a	-	Abbaufaktor der Kettenzugkraft am Kettenrad
F	N	Kraft, Kettenzugkraft
F_{Ra}	N	Radialkraft
F_G	N	Gewichtskraft
F_k	N	Kettenzugkraft im Abschnitt k
F_N	N	Normalkraft
F_0	N	Kettenzugkraft am Anfang eines Abschnittes
F_R	N	Reibkraft
F_{RK}	N	Kurvenreibungskraft

Zeichen	Einheit	Erklärung
F_{RS}	N	Reibkraft durch Schwenkbewegung
F_{ZA}	N	Zugkraft an der kurvenäußeren Kettenlasche
F_{ZI}	N	Zugkraft an der kurveninneren Kettenlasche
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H_i	-	Relative Häufigkeit der i-ten Laststufe
i	-	Nummer der Laststufe
$K\alpha$	-	Bogenfaktor, Kurvenfaktor
K_B	-	Betriebs-, Servicefaktor
K_S	-	Streckenfaktor
L	m	Länge
L_G	m	Gesamtkettenlänge der Kette
m	kg	Masse
M	Nm	Antriebsdrehmoment
n	1/min	Antriebsdrehzahl, Gesamtumlaufzahl
n_i	-	Umlaufzahl der i-ten Laststufe
N	-	Ertragbare Schwingspielzahl
N_i	-	Ertragbare Schwingspielzahl der i-ten Laststufe
P	W	Antriebsleistung
PE	-	Polygoneffekt
q	N/m	Gesamtstreckenlast von Kette und Fördergut
q_c	kg/m	Spezifische Kettenmasse
q_p	kg/m	Spezifische Gutmasse
q_{pT}	kg/m	Spezifische Gutmasse im Betriebszustand Transport
q_{pS}	kg/m	Spezifische Gutmasse im Staubetrieb
r	m	Radius, mittlerer Radius einer Kurve
t	m	Teilung der Kette
z	-	Zähnezahl des Kettenrades
v	m/s	Geschwindigkeit
α	-	Halber Teilungswinkel / Komplement des Steigungswinkels
β	-	Steigungswinkel
ϕ	-	Winkel einer Kurve
γ	-	Schwenkwinkel der Kettenglieder in einer Kurve
γ_w	-	Wirksamer Flankenwinkel
ΔD	-	Schädigungsbeitrag
ν	-	Querkontraktionszahl
μ	1	Gleitreibungskoeffizient Kette / Gleitschiene
μ_p	1	Gleitreibungskoeffizient Kette / Fördergut
μ_{pin}	1	Gleitreibungskoeffizient Pin / Kettenauge
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
ψ	-	Kurvenwinkel
ψ_0	-	Anfangswinkel der Kurve

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	11
2	Zielsetzung und Abgrenzung	13
2.1	Problemstellung	13
2.2	Zielstellung und Lösungsweg	14
2.3	Abgrenzung der Aufgabenstellung	15
3	Grundlagen	17
3.1	Definition und Systematik	17
3.2	Aufbau von Gleitketten-Fördersystemen	18
3.2.1	Komponenten	18
3.2.2	Gleitketten	18
3.2.3	Führungssystem	20
3.2.4	Grundelemente der Streckengestaltung	21
3.2.5	Antriebsvarianten	22
3.3	Untersuchte Werkstoffe	23
3.3.1	Aufbau und Eigenschaften thermoplastischer Kunststoffe	23
3.3.2	Eigenschaften der Kettenwerkstoffe	27
3.3.3	Eigenschaften der Gleitschienen-Werkstoffe	29
3.3.4	Prüfung von Kunststoffen	32
3.4	Grundlagen der Betriebsfestigkeit	33
3.4.1	Anliegen und Begriffe der Betriebsfestigkeitsrechnung	33
3.4.2	Verfahren zur Lebensdauerberechnung	34
3.4.3	Charakterisierung der Beanspruchungen	37
3.4.4	Werkstoff- und Bemessungskenngrößen	37
3.5	Bisherige Dimensionierungsgrundlagen	38
3.5.1	Dimensionierungskriterien	38
3.5.2	Zulässige Kettenzugkraft	38
3.5.3	Berechnung der Kettenzugkraft	39
3.5.4	Weitere Einflussgrößen	44
3.5.5	Dimensionierung des Antriebs	47
4	Analyse der Beanspruchungen	49
4.1	Versagensarten und -ursachen	49
4.1.1	Überblick	49
4.1.2	Kettenbruch	50
4.1.3	Verschleiß	50
4.1.4	Teilungsfehler	51
4.1.5	Thermische Zerstörung	51
4.2	Belastungsmodell	52
4.2.1	Gerader Abschnitt	52
4.2.2	Horizontale Kurve	54
4.2.3	Vertikale Kurve	56

4.2.4	Antrieb	57
4.3	Betriebsphasen	58
4.4	FEM-Analyse	59
4.4.1	Voraussetzungen	59
4.4.2	Ergebnisse	60
4.5	Bewertung der Belastungsanalyse	61
5	Experimentelle Untersuchungen	63
5.1	Übersicht	63
5.2	Versuchsaufbau	63
5.2.1	Messung der Kettenzugkraft	63
5.2.2	Werkstoffprüfmaschine	65
5.2.3	Testförderstrecken	66
5.3	Versuchsprogramm	67
5.3.1	Messung der Kettenzugkraft	67
5.3.2	Dauerversuche auf der Werkstoffprüfmaschine	68
5.3.3	Dauerversuche auf Testförderstrecken	69
5.4	Versuchsdurchführung	69
5.4.1	Messung der Kettenzugkraft	69
5.4.2	Dauerversuche auf der Werkstoffprüfmaschine	70
5.4.3	Dauerversuche auf Testförderstrecken	70
5.5	Ergebnisse der Untersuchungen	71
5.5.1	Messung der Kettenzugkraft	71
5.5.2	Dauerversuche auf der Werkstoffprüfmaschine	79
5.5.3	Dauerversuche auf Testförderstrecken	82
5.6	Übertragbarkeit der Prüfmethode	86
5.7	Schlussfolgerungen	88
6	Erweiterte Berechnungsgrundlagen	89
6.1	Modifizierte Vorgehensweise	89
6.2	Berechnung der Kettenzugkraft	90
6.2.1	Gerader Abschnitt	90
6.2.2	Horizontales Bogenrad	90
6.2.3	Horizontaler Gleitbogen	91
6.2.4	Vertikaler Gleitbogen	96
6.2.5	Übertragbarkeit der Gleichungen	99
6.3	Abschätzung der Lebensdauer	100
6.3.1	Vorgeschlagener Ansatz	100
6.3.2	Festlegung der Betriebsphasen	101
6.3.3	Ertragbare Umlaufzahlen	102
6.3.4	Berechnung der Lebensdauer	103
6.3.5	Fehlerbetrachtung	105
6.3.6	Diskussion weiterer Ansätze	106
7	Berechnungsprogramm	109
7.1	Konzeption	109
7.2	Implementierung	109
7.3	Funktionsumfang	110
7.4	Berechnungsbeispiel	111
8	Zusammenfassung und Ausblick	115

1 Einleitung

Gleitketten-Fördersysteme, bei denen eine auf Führungsschienen gleitende Kette als Zug- und Tragorgan dient, werden in den unterschiedlichsten Branchen zum Transport von Stückgut eingesetzt. Mit den zunehmend zur Anwendung kommenden Kunststoffketten, die meist ohne zusätzliche Schmiermittel laufen, können dreidimensionale Fördersysteme zur räumlichen Bewegung von Stückgut realisiert werden. Bei der Planung und Auslegung derartiger Fördersysteme, aber auch während des späteren Betriebs der Förderer in den Unternehmen ist es erforderlich, die Eignung sowie Lebenserwartung einer Kette unter gegebenen Bedingungen einschätzen zu können. Eng damit verknüpft ist der Wunsch, lange Haltbarkeit und Zuverlässigkeit verbunden mit hoher Ausfallsicherheit bei möglichst geringem finanziellen Aufwand zu erzielen. Diesen (teils widersprüchlichen) Zielen kann man nur durch eine exakte Dimensionierung der Fördersysteme näher kommen.

Mit den bisher bekannten Dimensionierungsansätzen ist dies jedoch nicht in befriedigendem Maße möglich. Im Gegensatz zu anderen Ketten wie z.B. Rollenketten können seitenbewegliche Gleitketten nicht nur in einer Ebene, sondern mit entsprechenden Streckenelementen (horizontale und vertikale Kurven) auch räumlich geführt werden. Welche Kräfte dabei in der Kette auftreten und wie lange die Kette diese erträgt, ist bislang nicht wissenschaftlich untersucht worden. Der bisherige Ansatz ignoriert die Besonderheiten der Beanspruchungen, denen raumgängige Gleitketten ausgesetzt sind ebenso, wie den Einfluss der Streckenführung auf die Lebensdauer. Darüber hinaus sind die Festigkeitseigenschaften raumgängiger Gleitketten bei dynamischer Belastung nicht bekannt. Gleiches gilt für den Verlauf der Kettenzugkraft in der Förderstrecke – nur durch experimentelle Untersuchungen kann geklärt werden, in wie weit die auf sehr vereinfachten Annahmen beruhenden Gleichungen zu deren Berechnung zutreffen bzw. korrigiert werden müssen.

Aufgrund der genannten Probleme können die bislang veröffentlichten Berechnungsgrundlagen sowohl Überdimensionierung als auch vorzeitiges Versagen einer Förderanlage zur Folge haben. Anliegen dieser Arbeit ist es deshalb, die Entstehung der Kettenzugkraft sowie die Festigkeitseigenschaften der Gleitketten bei dynamischer Beanspruchung experimentell zu untersuchen. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse ermöglichen zusammen mit analytischen Betrachtungen zur Beanspruchung und Zugkraftentwicklung die genauere Dimensionierung sowie bessere Einschätzung der zu erwartenden Lebensdauer von Polymergleitketten.

2 Zielsetzung und Abgrenzung

2.1 Problemstellung

Kettenfördersysteme auf der Basis von Kunststoff-Gleitketten haben einen hohen Verbreitungsgrad für den Transport leichter Stückgüter in den verschiedensten Branchen der Industrie erreicht und gewinnen weiterhin an Bedeutung. Die Anzahl der Hersteller von Gleitketten bzw. kompletten Fördersystemen hat in den vergangenen Jahren ebenfalls zugenommen. Angesichts dieser Situation wäre zu erwarten, dass Gleitketten-Fördersysteme von Herstellern, Anwendern oder wissenschaftlichen Einrichtungen gründlich untersucht wurden und entsprechende Ergebnisse in Form von Normen, Richtlinien oder sonstigen Publikationen vorliegen. Das Gegenteil ist jedoch der Fall – es sind kaum Aussagen zu Auswahl, Dimensionierung, Eigenschaften und Anwendung von Kunststoff-Gleitketten in Literatur oder Normen zu finden.

Dies setzt sich in den gegenwärtig verwendeten Auslegungsgrundlagen fort, die auf stark vereinfachten Ansätzen und Gleichungen zur Ermittlung der Kettenzugkraft und zur Abschätzung der pauschalen Eignung der Gleitketten für einen bestimmten Anwendungsfall beruhen. Bei der Dimensionierung von Gleitketten handelt es sich um eine vereinfachte Festigkeitsrechnung, die bekanntlich auf einem Vergleich von auftretenden Belastungen mit den Festigkeitseigenschaften eines Bauteils beruht. Bei den Kunststoff-Gleitketten wurden jedoch weder die wirkenden Kräfte bzw. der Zugkraftverlauf beim Umlauf der Kette, noch die Festigkeitseigenschaften der Kette beim Praxisbetrieb in Fördersystemen ausreichend wissenschaftlich untersucht und dokumentiert. Die aus dieser Situation resultierenden Probleme bei der Auslegung von Gleitketten-Fördersystemen lassen sich in drei Gebiete einteilen.

Ursache für den ersten Problemkreis der bisherigen Dimensionierung ist bereits der gewählte Ansatz – es wird eine quasi-statische maximale Zugkraft berechnet und mit einer erlaubten Kraft, deren Festlegung nicht genormt ist und von verschiedenen Herstellern unterschiedlich gehandhabt wird, verglichen. Dieser Ansatz ist einfach anwendbar und setzt nur wenige Kennwerte voraus. Darüber hinaus erscheint die Annahme berechtigt, dass die Kettenzugkraft das primäre Auslegungskriterium darstellt. Die Tatsache, dass die Lebensdauer einer Kette zahlreichen Einflüssen unterworfen ist, von denen die dynamische Beanspruchung durch verschiedene Lastfälle mit unterschiedlichen zeitlichen Anteilen den bedeutsamsten darstellt, wurde bislang nicht ausreichend berücksichtigt. Detaillierte experimentelle Untersuchungen und die statistische Auswertung der Ergebnisse sind erforderlich, um dies näher zu untersuchen. Weitere wichtige Parameter, wie die Temperaturabhängigkeit der Eigenschaften der Kunststoffe, der auftretende Verschleiß, sowie thermische Einsatzgrenzen werden ebenfalls nicht beachtet. Daher erlaubt dieser Ansatz allenfalls eine grobe Bewertung der prinzipiellen Eignung einer Kette für bestimmte Belastungen. Er kann jedoch keinerlei Aussage über die zu erwartende Lebensdauer im konkreten Einsatzfall treffen.

Das zweite Problemgebiet ergibt sich aus den stark vereinfachten und nicht experimentell geprüften Gleichungen, die bislang zur Abschätzung der zu erwartenden maximalen

Kettenzugkraft herangezogen werden. In Abschnitt 3.4.3 werden die Fehler, die vor allem aus der Berechnung der Zugkraft in horizontalen Gleitbögen mittels pauschaler Kurvenfaktoren entstehen, angeführt. Wichtigster Kritikpunkt ist hierbei, dass die Reibverhältnisse zwischen Kette und Gleitschiene nur mittelbar über die Kurvenfaktoren in die Kettenzugkraft eingehen. Häufig werden allgemeine Faktoren für verschiedene Kurvenwinkel angegeben, die jedoch nur für einen bestimmten Reibwert Gültigkeit besitzen und bei abweichenden Reibungsverhältnissen, insbesondere bei Strecken mit vielen Kurven bzw. großen Kurvenwinkeln, eine stark fehlerhafte Kettenzugkraft ergeben. Angaben zur Berechnung des Zugkraftverlaufs in vertikalen Kurven konnten in der Literatur nicht gefunden werden. Die aufgrund dieser Mängel entstehenden Fehler in der berechneten Zugkraft wirken sich nicht nur auf die Haltbarkeit der Kette aus, sondern führen auch zu einer fehlerhaften Antriebsleistung und somit möglicherweise zur Wahl eines ungeeigneten Antriebs.

Der dritte Nachteil der bisherigen Berechnung liegt in der unzureichenden Definition der zulässigen Kettenzugkraft, die zur Beurteilung der Eignung einer Kette herangezogen wird. Da die Ermittlung von dynamischen Festigkeiten mit hohem Zeitaufwand verbunden ist, wird sie von vielen Herstellern nicht durchgeführt. Die übliche Ableitung dieses Wertes aus der statischen Bruchkraft mit einem pauschalen Faktor von 3-4 wird der tatsächlichen dynamischen Belastung und den Festigkeitseigenschaften der Kunststoffe bei dynamischer Belastung aber nicht gerecht. In Versuchen sowie im praktischen Einsatz der Gleitketten-Fördersysteme wurde festgestellt, dass die Lebensdauer der Kette wesentlich von der Streckenführung des Förderers abhängt (verschieden Anzahlen von Geraden sowie Kurven). Diese auch für die Auslegung bedeutsame Tatsache kann mit dem bisherigen Ansatz nicht erklärt werden.

2.2 Zielstellung und Lösungsweg

Ziel dieser Arbeit ist es, die genannten Wissenslücken und Unzulänglichkeiten bei der Prognose der Lebensdauer von Gleitketten aus Kunststoff zu beheben und damit eine verlässlichere Auslegung derartiger Fördersysteme zu ermöglichen. Dazu werden analytische und experimentelle Untersuchungen angestellt, die neue Erkenntnisse zu verschiedenen Aspekten des Aufbaus der Zugkraft, der Belastungsverteilung im Kettenglied und der Festigkeit der Kette gegenüber dynamischer Belastung in der Förderstrecke, liefern sollen.

Im Kapitel Grundlagen wird zunächst der aktuelle Kenntnisstand zur Berechnung der Kettenzugkraft und zu den Festigkeitskennwerten der Ketten dargelegt und auf die vorhandenen Lücken im Einzelnen eingegangen. Weiterhin werden Verfahren zur rechnerischen Lebensdauervorhersage angeführt, die in anderen Gebieten des Maschinenbaus schon länger bekannt sind, bei der Auslegung von Gleitketten jedoch bislang nicht berücksichtigt werden.

Der Frage, welche Kräfte auf eine Gleitkette beim Durchlaufen einer dreidimensionalen Förderstrecke mit Geraden sowie horizontalen und vertikalen Gleitbögen einwirken und zu welcher Spannungsverteilung im Kettenglied diese führen, wird im Abschnitt „Analyse der Belastungen“ nachgegangen. Darin bildet ein Modell der Kräfte in den

unterschiedlichen Streckentypen den Ausgangspunkt für eine FEM-Analyse der Spannungen im Kettenglied.

Um Aufschluss über die Entstehung der Kettenzugkraft zu erhalten, werden mittels eines entsprechend präparierten Messkettengliedes experimentelle Untersuchungen in verschiedenen Förderstrecken durchgeführt. Besonderes Gewicht liegt dabei auf der Untersuchung horizontaler und vertikaler Kreisbogenabschnitte, da diese mit den bekannten Berechnungsgrundlagen nur unzureichend und stark vereinfacht berechnet werden können. Die gewonnenen Daten dienen der Überprüfung der bekannten und neu abgeleiteten Berechnungsformeln.

Die Festigkeit der Kette bei dynamischer Belastung in unterschiedlichen Belastungsfällen, wie sie die Streckentypen Gerade, vertikale und horizontale Kurve erzeugen, wird in Dauerversuchen auf entsprechenden Versuchsförderstrecken untersucht. Vergleichend dazu ausgeführte Versuche auf einer linearen, dynamischen Prüfmaschine („Pulser“) sollen zeigen, ob bzw. wie die mit dieser wesentlich weniger zeit- und materialaufwendigen Methode ermittelten Kennwerte auf die unter praxisnahen Einsatzbedingungen gewonnenen übertragbar sind.

Als Ergebnis der Untersuchungen werden erweiterte Berechnungsgrundlagen dargestellt, die eine genauere Berechnung der Kettenzugkraft und erstmals eine Abschätzung der Lebensdauer von Polymergleitketten in räumlichen Förderstrecken erlauben. Ein hierzu entwickeltes Berechnungsprogramm demonstriert die Funktion des neuen Ansatzes und erleichtert dessen Anwendung.

2.3 Abgrenzung der Aufgabenstellung

Wie bereits im Titel angedeutet, beschäftigt sich diese Arbeit speziell mit Gleitketten aus Kunststoffen, da diese im Vergleich zu Stahlketten eine neuere Entwicklung darstellen und bislang kaum untersucht wurden. Die erreichbare Lebensdauer einer Kette wird durch viele Einflussgrößen bestimmt. Dies sind u.a. die Belastung, die Eigenschaften der Kettenwerkstoffe, deren zeit- und belastungsabhängige Veränderung, die Gestaltung der Kette, Verarbeitungsparameter und Umwelteinflüsse. Eine Prognose der Lebensdauer von Gleitketten ist angesichts dieser Vielzahl der Faktoren und ihrer Kombinationen nur möglich, wenn die peripheren Einflüsse (Umgebungsbedingungen, Medien, Gestaltung, Fertigungsparameter) mit für praktische Einsatzfälle relevanten Werten spezifiziert und konstant gehalten werden. Die Bedingungen bei der Prüfung im Versuchsfeld entsprechen dem verbreitetsten Einsatzfall – Betrieb des Förderers in einer Fabrikhalle innerhalb eines relativ engen Temperaturbereiches, in trockener Umgebung, ohne Anwesenheit abrasiver Stoffe – recht gut. Die erzielten Ergebnisse sind daher auch auf diesen Einsatzfall sinnvoll übertragbar. Bei stark abweichenden Bedingungen, wie hoher Temperatur, Einwirkung von Wasser, anderen Medien oder Strahlung, Kontakt mit verschleißträchtigen Werkstücken, Spänen oder sonstigen Partikeln, wie sie in manchen Branchen bzw. speziellen Anwendungsfällen gegeben sind, ist dies nicht der Fall. Um dafür gültige Kennwerte zu ermitteln, müssten Dauerversuche unter äquivalenten Bedingungen durchgeführt werden, was extrem aufwändig wäre. Diese Untersuchungen bei extremen Belastungen bzw. Umgebungsbedingungen übersteigen den inhaltlichen Rahmen dieser Arbeit und sind Folgearbeiten vorbehalten.

Das Festigkeitsverhalten von Kunststoffketten bei dynamischer Belastung lässt sich nur mit sehr zeitaufwendigen Dauerversuchen ermitteln. Aufgrund der hohen inneren Dämpfung bei Kunststoffen kann zudem nur mit niedriger Lastwechselfrequenz (< 5 Hz) gefahren werden, um thermisches Überlasten zu verhindern. Dadurch dauert bei einer hohen Anzahl von Lastwechseln ein Versuch zur Ermittlung eines Punktes im Dauerfestigkeitsschaubild mehrere Tage oder sogar Wochen. Angesichts dieses Zeitaufwandes ist es unumgänglich, den Probenumfang und den Variationsbereich der Versuchsparameter soweit wie möglich einzugrenzen, um in vertretbarer Zeit überhaupt Ergebnisse zu gewinnen. Es können aus diesem Grund nur ein weit verbreiteter Kettentyp und die drei am häufigsten verwendeten Kunststoffe untersucht werden, was in Anbetracht der vielen Kettenvarianten und zahllosen Kunststofftypen natürlich eine starke Einschränkung darstellt. Da sich jedoch die Gestaltung des Kettengrundkörpers ebenso wie die Beanspruchungen bei den verschiedenen Kettentypen nicht grundsätzlich voneinander unterscheiden, besteht die Aussicht, dass sich die gefundenen Gesetzmäßigkeiten verallgemeinern und mit geringem zusätzlichen Versuchsaufwand auf andere Kettentypen und -werkstoffe übertragen lassen.

3 Grundlagen

3.1 Definition und Systematik

Kettenförderer sind mechanische Stetigförderer mit endlosem Zugmittel, auf dem mit konstantem Abstand Tragelemente angeordnet sind [Pfe89]. Die als Zugmittel verwendeten Ketten sind entweder Stahlgelenk- oder Rundstahlketten als Tragmittel, auf dem Zusatzelemente zur Aufnahme des Fördergutes befestigt sind, oder bestehen aus speziell geformten Kettengliedern, die gleichermaßen als Zug- und Tragmittel dienen. Die letztgenannte Gruppe von Ketten, mit der sich die vorliegende Arbeit beschäftigt, sind vorwiegend aus Kunststoff hergestellt, weil diese Werkstoffgruppe große Gestaltungsfreiheit zur Realisierung komplexer Geometrien bietet, mit denen die geforderte Funktionsintegration ökonomisch realisiert werden kann. Stahlketten als Zugträger können mit einer Vielzahl von Tragelementen wie Platten, Stäben, Trögen, Kästen, Behältern oder Kratzern versehen werden. Bei Kunststoffketten existieren gleichermaßen viele Gestaltungsvarianten für die Gutseite. Darüber hinaus ist die Entwicklung modularer Ketten zu verzeichnen, bei denen der gleiche Grundkörper über eine einheitliche Schnittstelle mit einer Vielzahl von Platten oder Mitnehmern kombiniert werden kann, die auch aus anderem Material bestehen können.

Abb. 3.1 zeigt eine mögliche Systematik der Kettenförderer angelehnt an DIN 15201.



Abb. 3.1: Systematik der Kettenförderer

Diese Arbeit befasst sich mit den in der Grafik hervorgehobenen Gleitkettenförderern, die im Bereich der Handhabe- und Verkettungstechnik vielfach eingesetzt werden. Sie sind durch eine in einem Führungssystem gleitende Kette gekennzeichnet, deren Oberseite als Tragplatte ausgeführt ist, die in der Gestaltung den Eigenschaften des

Gutes angepasst ist. Obwohl die Kette häufig einsträngig verläuft, ist auch die parallele Anordnung mehrerer Kettenstränge möglich. Ein weiteres Kennzeichen der meisten Gleitketten ist die gabelförmige Ausführung der Laschen.

Eng mit den Gleitkettenförderern verwandt sind Mattenkettenförderer, wobei Mattenketten aber flächig aufgebaut sind. Die Kettenglieder werden dabei nicht nur längs der Förderrichtung, sondern auch quer dazu aneinander gekoppelt, um so die Breite der Matte an die Erfordernisse des Einsatzfalls anpassen zu können. Räumliche Förderstrecken sind mit diesen Ketten nur begrenzt realisierbar, da vor allem vertikale Kurven Schwierigkeiten beim Führen und Niederhalten der Matte bereiten und der horizontale Kurvenradius direkt von der Breite der Matte abhängt.

3.2 Aufbau von Gleitketten-Fördersystemen

3.2.1 Komponenten

Hauptvorteil von Gleitketten-Fördersystemen ist ihr modularer Aufbau – die Komponenten lassen sich nach dem Baukastensystem miteinander kombinieren, so dass große Gestaltungsfreiheit beim Aufbau dreidimensionaler Förderstrecken besteht. Abb. 3.2 zeigt typische Komponenten eines Gleitketten-Fördersystems.

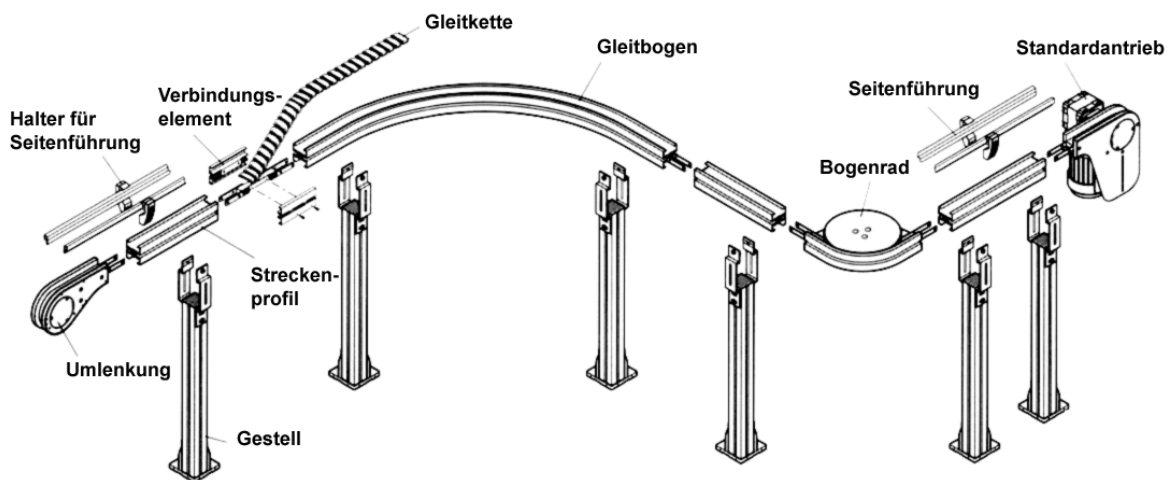


Abb. 3.2: Komponenten eines Gleitketten-Fördersystems nach [Bos04]

Die wichtigsten Bestandteile eines derartigen Fördersystems sind neben der Kette v.a. Profilelemente zur Kettenführung und Streckengestaltung (Gerade Abschnitte, Gleitbögen, Bogenräder), Antrieb und Umlenkung, sowie Gestellbauteile. Sie werden in den nächsten Abschnitten eingehender dargestellt. Daneben existiert ein reichhaltiges Sortiment an Zubehör, wie diverse Seitenführungen, Abdeckungen, Tropfrinnen etc.

3.2.2 Gleitketten

Wichtigste Komponente von Gleitketten-Fördersystemen sind die Gleitketten, die ein- oder mehrsträngig angeordnet werden können [Mon79]. Sie lassen sich in kurvengängige und geradgängige Ausführungen einteilen, wobei geradgängige Ketten auf lineare

Förderstrecken begrenzt sind. Kurvengängige Ketten weisen einen speziell gestalteten Scharnier- bzw. Gelenkbereich auf, der die seitliche Flexibilität der Kette ermöglicht. Derzeit existieren hierzu zwei grundlegende Gestaltungsvarianten. Die konstruktiv einfachste Lösung basiert auf einem konischen Langloch in der vorderen Bolzenaufnahme der Kette, das dem Bolzen etwas seitlichen Spielraum gewährt. Größere seitliche Bewegungsfreiheit bietet die zweite Variante, bei der ein zusätzliches Element, der sog. Pin, verwendet wird. Dieses im Kontaktbereich zur Kette zylindrisch geformte Element nimmt den Kettenbolzen auf und ist senkrecht zur Bolzenachse drehbar (Abb. 3.3). Die an der Übertragung der Kettenzugkraft direkt beteiligten Elemente der Kette – Laschen, Bolzen und, je nach Ausführung, schwenkbarer Pin – können zusammenfassend mit dem Begriff Kettengrundkörper bezeichnet werden (Abb. 3.4).



Abb. 3.3: Aufbau einer Gleitkette



Abb. 3.4: Kettengrundkörper

Die Kettengrundkörper verschiedener Kettentypen ähneln einander stark und basieren stets auf einer der beiden genannten Gestaltungsvarianten. Unterschiede bestehen in den Abmessungen einzelner Elemente: Teilung, Dicke der Laschen sowie Länge und Durchmesser des Bolzen variieren. Durch Kombination des Grundkörpers mit unterschiedlich geformten Platten bzw. anderen Elementen entstehen die verschiedenen Kettentypen. Verbreitete Varianten dabei sind z.B. Fingerketten, Plattenketten oder Fächerketten (Abb. 3.5 - 3.7).



Abb. 3.5: Fingerkette



Abb. 3.6: Plattenkette



Abb. 3.7: Fächerkette

Die gezeigten Plattentypen bieten unterschiedlich geschlossene Oberflächen, wobei die erzielbaren Kurvenradien bei den offeneren Platten enger sind. Fächerketten weisen auch in Kurven eine geschlossene Oberfläche auf, was für manche Anwendungen z.B. in Montagebereichen vorgeschrieben ist. Die Fächer schränken jedoch die horizontale und vertikale Beweglichkeit der Kette ein.

Weitere Ausführungen ergeben sich durch diverse in die Platte integrierte oder separate Einlagen bzw. Aufsätze für die Kette. Erhältlich sind z.B. Ketten mit unterschiedlich

geformten Mitnehmern, die auf das Fördergut angepasst werden können, Ketten mit Stahl- oder Gummiauflagen, Ketten mit Gummipuffern sowie mit Stauröllchen.

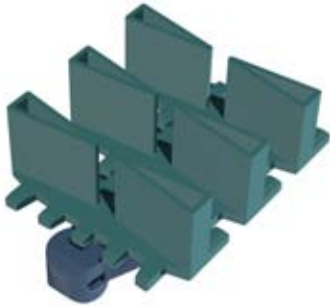


Abb. 3.8: Mitnehmer



Abb. 3.9: Stahlauflage



Abb. 3.10: Stauröllchen

Zusammenfassend ist festzustellen, dass sich die verschiedenen Kettentypen hauptsächlich in der Gestaltung der dem Gut zugewandten Seite unterscheiden. Die Grundkörper der Ketten, die den Hauptanteil an der Zugkraftübertragung leisten, gibt es lediglich in zwei Ausführungen, innerhalb derer nur geringfügige Unterschiede bestehen. Dies ist für die nachfolgenden Betrachtungen zu den Belastungsverhältnissen sowie für die experimentellen Untersuchungen zur dynamischen Festigkeit vorteilhaft, da sich die Ergebnisse prinzipiell auf weitere Kettentypen übertragen lassen.

3.2.3 Führungssystem

Führungssysteme, die den Verlauf der Förderstrecke vorgeben und die Gewichtskräfte von Kette und Fördergut aufnehmen, sind in drei Varianten anzutreffen.

Weit verbreitet sind gezogene Aluminium Profile mit meist symmetrischem Querschnitt, die sowohl Ober- als auch Untertrum der Kette aufnehmen (Abb. 3.11). Auf dem Führungsprofil werden Gleitschienen aus Kunststoff befestigt, die zur Verminderung von Reibung und Verschleiß an der Kette sowie zur Geräuschdämmung beitragen. Der Verschleiß soll in der kostengünstigeren Gleitschiene stattfinden.

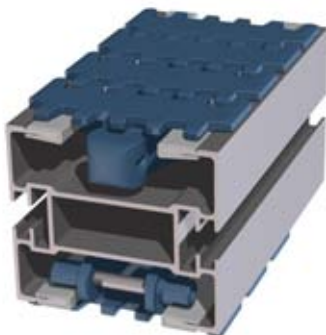


Abb. 3.11: Führungsprofil



Abb. 3.12: geteiltes Führungssystem

Eine weitere Variante sind geteilte Führungsschienen, bestehend aus zwei Seitenblechen aus Stahl oder Edelstahl, die durch Abstandshalter miteinander verbunden sind (Abb. 3.12). Die Seitenteile werden ebenso wie bei der vorher genannten Variante mit Gleitleisten aus Kunststoff versehen. Diese Lösung ist besonders bei breiten Ketten

kostengünstiger und zudem mit wenig Aufwand (verschieden breite Distanzelemente) auf unterschiedliche Kettenbreiten anpassbar. Edelstahl-Ausführungen eignen sich auch bei besonderen Umgebungsbedingungen oder für die Lebensmittelbranche.

Kunststoffplatten bzw. -schienen mit eingefrästen Nuten zur Aufnahme der Ketten sind eine dritte Gestaltungsvariante des Führungssystems (Abb. 3.13). Separate Gestelle, an denen die Führungsplatten befestigt werden, nehmen die Gewichtskräfte des Gutes auf. Mit diesem Führungssystem lassen sich mehrbahnige Förderstrecken, bei denen einige Kettenstränge parallel verlaufen, günstig realisieren – es muss lediglich die benötigte Anzahl von Nuten im erforderlichen Abstand in die Platten gefräst werden. Auch horizontale Gleitbögen für mehrere Bahnen (Abb. 3.14) lassen sich so viel einfacher als mit den beiden anderen Führungssystemen herstellen.



Abb. 3.13: Kunststoffprofile [Sys00]



Abb. 3.14: Mehrbahniges Profil [Sys00]

Als Nachteil dieser Ausführung erweist sich besonders beim Einsatz von Kunststoffketten die geringe Wärmeleitfähigkeit der Schiene, wodurch die Reibungswärme zu langsam abgeleitet wird. Besonders in den stark belasteten Kurven erwärmen sich daher Schiene und Kette stark, was zum thermischen Versagen durch partielles Aufschmelzen in den Kontaktzonen führen kann.

3.2.4 Grundelemente der Streckengestaltung

Neben den genannten Varianten von Führungsschienen, sind es vor allem die verschiedenen Typen von vertikalen und horizontalen Kurven, die ausschlaggebend für die Flexibilität der Streckenführung von Gleitketten-Fördersystemen sind. Grundsätzlich lassen sich Bogenräder (Abb. 3.15) und Gleitbögen unterscheiden, die für horizontale (Abb. 3.16) und vertikale Kurven (Abb. 3.17) Anwendung finden.



Abb. 3.15: Bogenrad

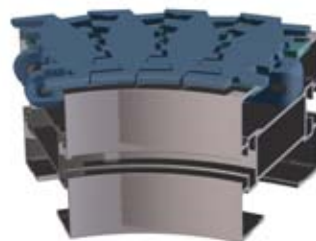


Abb. 3.16: Gleitbogen horiz.

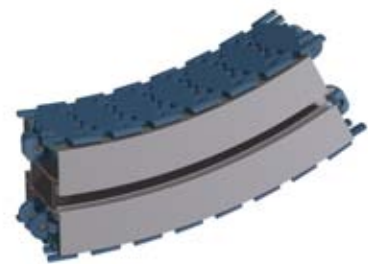


Abb. 3.17: Gleitbogen vert.

Im Allgemeinen sind Bogenräder den Gleitbögen vorzuziehen, da das Rad die Kette nahezu ohne Reibung an der Innenseite um die Kurve befördert und zudem sehr enge

Kurvenradien ermöglicht. Gleitbögen haben demgegenüber den Nachteil, große Reibkräfte bei der Umlenkung der Kette zu verursachen, wobei sie ähnlich einer Seilbremse wirken. Sie sollten daher möglichst nur verwendet werden, wenn ein Bogenrad, bedingt durch die Platzverhältnisse oder zu große Gutabmessungen, nicht geeignet ist. Eine Sonderform von Gleitbögen, die zur Verminderung der Reibung über mehrere auf der Kurveninnenseite verteilte Kugellager verfügt, ist konstruktiv recht aufwändig und damit teuer. Darüber hinaus erfordert sie speziell gestaltete Ketten, deren Außenflächen eine Krümmung im Radius der Kurve aufweisen und sich beim Einknicken in der Kurve ohne größere Lücken aneinander anschmiegen müssen.

Für vertikale Kurven werden üblicherweise nur Gleitbögen eingesetzt. Ausgenommen davon sind Klemmförderer, bei denen zwei seitlich um 90° gegenüber der normalen Position gedrehte Kettenstränge, zwischen denen das Fördergut mittels elastischer Aufsätze geklemmt wird, mit Bogenrädern reibungsarm vertikal umgelenkt werden.

3.2.5 Antriebsvarianten

Gleitketten-Fördersysteme werden überwiegend von Drehstrom Asynchron-Motoren angetrieben, die durch entsprechende Getriebe an die gewünschte Fördergeschwindigkeit angepasst werden. Zu den wichtigsten Vorteilen dieser Motorenart zählen die relativ geringen Anschaffungskosten, sowie die hohe Zuverlässigkeit in Verbindung mit niedrigem Wartungsaufwand [Vog88, S. 121]. Falls der Einsatzfall es erfordert, kommen auch Frequenzumrichter zur stufenlosen Steuerung der Geschwindigkeit zum Einsatz. Die Systemhersteller verkaufen meist keine einzelnen Motoren, sondern komplette Antriebseinheiten inklusive Getriebe, Kettenrad und Kettenführung. Abhängig von Kraftübertragung auf die Kette und Anordnung des Antriebs in der Förderstrecke lassen sich vier Antriebstopen unterscheiden.

Der Kopfantrieb (Abb. 3.18) ist an dem der Umlenkung gegenüberliegenden Ende eines Förderers mit Ober- und Untertrum angeordnet und stellt die verbreitetste Antriebsvariante dar. Er wird in zwei Ausführungen angeboten – entweder sitzt das Kettenrad direkt auf der Abtriebswelle des Getriebes oder es wird über eine dazwischen geschaltete Kettentransmission bewegt. Das Transmissionsgetriebe soll Ruckeln bzw. Kettenschwingungen, die durch den Polygoneffekt angeregt werden, reduzieren.



Abb. 3.18: Kopfantrieb [Fle95]

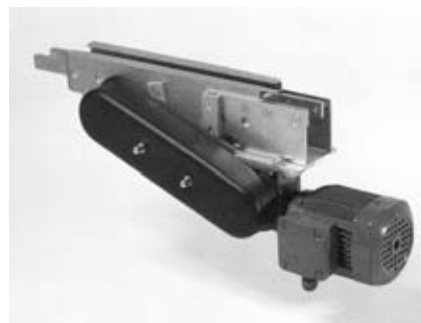


Abb. 3.19: Mittenantrieb [Fle95]

Ebenfalls für Förderer mit Ober- und Untertrum geeignet ist der Mittenantrieb (Abb. 3.19), der die Kette im Untertrum antreibt und an beliebiger Stelle in der Förderstrecke zwischen beiden Umlenkungen angeordnet werden kann. Das Kettenrad greift bei

diesem Antriebstyp nur mit wenigen Zähnen in die Kette ein und kann daher nur eine geringere Kraft übertragen, als beim Kopfantrieb. Der Mittenantrieb empfiehlt sich somit vorrangig für relativ kurze Förderer und geringe Fördergeschwindigkeiten.

Bei Förderern ohne im Untertrum rücklaufende Kette wird meist ein Bogenradantrieb (Abb. 3.20) eingesetzt. Er besitzt ein großes, horizontal liegendes Kettenrad, dessen Verzahnung seitlich in die Kette eingreift, und auf dem sich die Platten der Kette an der Kurveninnenseite abstützen. Auch dieser Antriebstyp eignet sich aufgrund ungünstiger Eingriffsverhältnisse zwischen Rad und Kette nur für relativ geringe Antriebskräfte.



Abb. 3.20: Bogenradantrieb [Fle95] Abb. 3.21: Verbindungsantrieb [Fle95]

Für horizontal umlaufende Ketten eignet sich weiterhin der Verbindungsantrieb (Abb. 3.21), bei dem Kopfantrieb und Umlenkeinheit in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht sind. Die Kette bildet durch entsprechende Führungen im Gehäuse eine Schlinge zwischen Antriebs- und Umlenkungsrad aus. Diese bringt mehr Zähne der Ritzel in Eingriff mit der Kette und erzeugt die erforderliche Kettenrestkraft, die das Aufsteigen oder überspringen der Kette am Ritzel verhindert [Aut83, S. 76].

3.3 Untersuchte Werkstoffe

3.3.1 Aufbau und Eigenschaften thermoplastischer Kunststoffe

Gegenüber anderen Konstruktionswerkstoffen, wie z.B. Stahl, weisen Kunststoffe einige Besonderheiten in ihrem mechanischen Verhalten auf, die aus ihrem chemischen Aufbau und ihrer Struktur resultieren. Diese Zusammenhänge werden in der einschlägigen Literatur [Bot96], [Hel96], [Men90], [Ehr02] ausführlich beschrieben. Nachfolgend werden wichtige Informationen zu Aufbau und Eigenschaften der teilkristallinen, thermoplastischen Kunststoffe, die besonders häufig als Werkstoff für Ketten und Gleitschienen Anwendung finden, kurz zusammengefasst.

Aufbau

Kunststoffe sind hochmolekulare Verbindungen der Elemente Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Sauerstoff (O), Stickstoff (N), Schwefel (S) und Fluor (F). Die Anzahl der bekannten Verbindungen aus diesen Stoffen, die Gegenstand des Fachgebietes der organischen Chemie sind, ist größer als die aller übrigen nichtorganischen Verbindungen

[Bay91]. Diese Vielfalt wird durch die Möglichkeit der Verbindung bzw. Mischung unterschiedlicher Kunststoffe durch Copolymerisation, Pfropfpolymerisation oder Polymerblending sowie der Modifikation mit zahlreichen Zusatzstoffen weiter erhöht. Bei der Herstellung technischer Kunststoffe in der chemischen Industrie werden in Polymerisationsreaktionen reaktive Bindungen der Ausgangsstoffe (Monomere) aufgebrochen, so dass diese sich neu zu langen Molekülketten (Polymeren) miteinander verbinden können. Besitzen die Ausgangsprodukte mehr als zwei bindungsfähige Stellen, entstehen in Abhängigkeit von deren Häufigkeit Ketten mit einigen seitlichen Verzweigungen bis hin zu räumlich vernetzten Makromolekülen.

Korrespondierend zum Grad der Vernetzung lassen sich Polymere in Thermoplaste, Duroplaste und Elastomere einteilen. Im Unterschied zu Duroplasten und Elastomeren sind die Molekülketten der Thermoplaste nicht chemisch untereinander vernetzt, sondern durch schwächere Nebenvalenzbindungen, die aus elektrostatischen Anziehungskräften resultieren, wie z.B.: Dipolbindungen, Wasserstoff-Brückenbindungen, Dispersionsbindungen sowie durch „mechanische“ Verschlingung der Moleküle gekoppelt. Die Nebenvalenzkräfte sind temperaturabhängig und oberhalb der Schmelztemperatur so gering, dass der Kunststoff zähplastisch verformbar wird; bei nachfolgender Abkühlung steigen die Bindungskräfte wieder und der Werkstoff behält seine neue Form. Diese Besonderheit der Thermoplaste ist die Voraussetzung für effiziente Herstellungsverfahren der Massenproduktion wie Spritzgießen oder Extrudieren. Darüber hinaus beeinflussen die Nebenvalenzkräfte maßgebend die mechanischen, thermischen und chemischen Eigenschaften der Thermoplaste [Sch02, S. 36].

Die Länge der Molekülketten bzw. die Anzahl der miteinander verketteten Monomere (Polymerisationsgrad) kann durch Katalysatoren und die Prozessbedingungen in gewissen Grenzen eingestellt werden. Dennoch stellen Polymere immer ein Gemisch unterschiedlich langer Ketten dar [Sch02, S. 43]. Darin kommen Ketten, deren Länge im Bereich um einen bestimmten Mittelwert schwankt häufig, sehr kurze oder lange hingegen wesentlich seltener vor. Die relative Häufigkeit verschiedener Kettenlängen kann durch eine Verteilungsfunktion beschrieben werden. Je nach Breite der Verteilungskurve und Lage des Mittelpunktes variieren die mechanischen Eigenschaften eines Kunststoffes in einem gewissen Bereich [Lae72]. Mit dem Polymerisationsgrad steigen u.a. Zugfestigkeit, Härte und Schlagzähigkeit, die Fließfähigkeit nimmt hingegen ab. Polymere mit besonders hohem Polymerisationsgrad, wie z.B. der für Gleitschienen verwendete Werkstoff PE-UHMW, reagieren wegen der miteinander verschlungenen, langen Ketten thermoelastisch und können deshalb nur noch mit speziellen Verfahren wie z.B. Pulverpressen weiterverarbeitet werden.

Eine Unterart der Thermoplaste, die aufgrund guter mechanischer Eigenschaften einen wichtigen Stellenwert im Bereich der technischen Kunststoffe einnimmt, sind die teilkristallinen Kunststoffe. Sie enthalten gegenüber amorphen Thermoplasten, in denen die Makromoleküle ungeordnet sind, zusätzlich sogenannte kristalline Bereiche. Kristallite lassen sich als geordnete, periodische, dreidimensionale Muster von Atomen definieren. Man geht davon aus, dass sich die Kettenmoleküle nach bestimmten Regeln falten und aneinander anlagern, und auf diese Weise dreidimensionale Einkristalle bilden. Form und Häufigkeit der Kristalle ist sowohl vom jeweiligen Kunststoff und dessen Molekülstruktur, als auch von der Temperatur bzw. dem Temperaturverlauf der Kristallisation abhängig. Die einzelnen Kristalle lagern sich bei der Kristallisation

in der Schmelze zu Stapeln zusammen, wobei Moleküle mit geringem Molekulargewicht und wenigen seitlichen Verzweigungen Stapel mit einer größeren Anzahl von Kristall-Lamellen entstehen lassen. Die Kristallisation wird weiterhin durch langsames Abkühlen der Schmelze und Zugabe von Keimbildnern begünstigt.

Durch die Unordnung der Moleküle in der Schmelze sind die Moleküle so miteinander verflochten, dass ein Molekül in mehrere Kristalle eingebaut werden kann und so die Schichten des Kristallstapels miteinander verbindet. Die Kristallstapel wiederum verbinden sich zu Überstrukturen, die eine Größe bis zu einigen Millimetern erreichen und die Form von Sphärolithen, Shish-Kebab-Strukturen oder axialen Fibrillen aufweisen können [Ged95, S. 151]. Die Kristallinität hat maßgeblichen Einfluss auf die Werkstoffeigenschaften. Je höher der Anteil der im Vergleich zum amorphen Material steiferen und festeren Kristallite, desto höher ist auch die Dichte, Festigkeit und Steifigkeit des gesamten Werkstoffs, hingegen nehmen Transparenz und Verformungsvermögen ab.

Eigenschaften

Die allgemeinen Eigenschaften und Vorteile der Kunststoffe sind bekannt – sie sind relativ leicht, je nach Sorte gut gegen Chemikalien beständig und dämmen durch ihre hohe innere Dämpfung Schwingungen bzw. Geräusche. Außerdem weisen sie ein gutes Gleitverhalten gegenüber Metallen sowie geeigneten anderen Kunststoffen auf, sind verschleißfest und lassen sich gut verarbeiten. Die meisten Sorten leiten keinen elektrischen Strom und wirken auch gegen Wärme isolierend. Nachteilig kann sich die gegenüber Metallen geringere Steifigkeit und Festigkeit auswirken; gleiches gilt für die starke Temperaturabhängigkeit dieser Eigenschaften sowie den geringen nutzbaren Temperaturbereich. Bei schwingender Beanspruchung unter größeren Belastungen kann sich die hohe innere Dämpfung in Verbindung mit der geringen Wärmeleitfähigkeit auch negativ auswirken, weil dadurch u.U. Bauteile thermisch zerstört werden (Erweichung, starkes Absinken von Steifigkeit und Festigkeit). Ebenfalls negativ wirkt sich die Wasseraufnahme mancher Kunststoffe wie z.B. PA auf deren Maßhaltigkeit sowie Festigkeit und Steifigkeit aus.

Bei mechanischer Belastung durch statische oder dynamische Kräfte reagieren thermoplastische Kunststoffe auf charakteristische Art und Weise, die mit dem Modell des viskoelastischen Materialverhaltens erklärt wird. Neben elastischen und plastischen sind bei vielen Thermoplasten auch irreversible Verformungsanteile festzustellen, die durch viskoses Fließen entstehen und mit der Belastungsdauer zunehmen. Das Fließen bzw. Kriechen des Materials lässt sich an zwei Effekten gut beobachten: der Spannungsrelaxation (Abnahme der Spannung bei Aufrechterhaltung einer konstanten Dehnung) und der Retardation (zunehmende Dehnung unter einer konstanten Spannung). Die Gesamtverformung ist daher im Gegensatz zu anderen Werkstoffen nicht nur von der einwirkenden Kraft, sondern auch von der Geschwindigkeit und Dauer der Einwirkung, sowie von der Umgebungstemperatur abhängig.

Diese Besonderheiten im Verformungsverhalten ergeben sich aus dem molekularen Aufbau der Kunststoffe gegenüber der atomaren Struktur der Metalle. Die Bindungskräfte der Hauptvalenzbindungen zwischen den Monomeren sind geringer als die der Metallbindung – daher die vergleichsweise geringe Festigkeit und Steifigkeit der

Kunststoffe. Die nochmals geringeren Nebenvalenzkräfte sind temperaturabhängig und infolge dessen auch die mechanischen Eigenschaften der Thermoplaste. Das Fließen und die hohe innere Dämpfung lassen sich ebenfalls auf diese Bindungen zwischen den Ketten und die Verschlingungen der Kettenmoleküle untereinander zurückführen. Das Verformungsverhalten der Thermoplaste wird bei ansonsten chemisch identischer Zusammensetzung wesentlich von den im vorherigen Abschnitt angeführten Parametern des strukturellen Aufbaus, v.a. dem Polymerisationsgrad (Mittelwert und Form der Verteilungsfunktion) und der Kristallinität bestimmt, wobei die dort genannten qualitativen Zusammenhänge bestehen.

Festigkeits- Temperaturverlauf

Der Verlauf von E-Modul und Festigkeit teilkristalliner Thermoplaste als Funktion der Temperatur lässt sich in drei Bereiche einteilen, die von zwei wichtigen Temperaturgrenzen strukturiert werden, wie das Zustandsdiagramm in Abb. 3.22 zeigt.

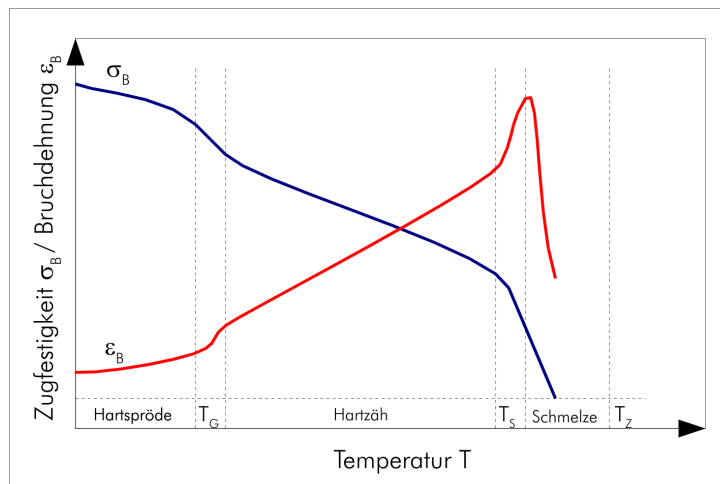


Abb. 3.22: Zustandsdiagramm teilkristalliner Thermoplaste

Dies sind, als untere Grenze des Anwendungs-Temperaturbereiches, die Glasübergangstemperatur T_G , bei der die Erweichung der amorphen Bereiche beginnt, und als Obergrenze die Schmelztemperatur T_S , bei der auch die Kristallite aufschmelzen und der Werkstoff plastisch verformbar wird. In diesem Intervall ist ein in etwa linearer Abfall von Festigkeit und Steifigkeit mit zunehmender Temperatur zu verzeichnen. Bei einer weiteren Erwärmung baut sich der Kunststoff nach Erreichen der Zersetzungstemperatur T_Z allmählich ab. Ausführliche Darstellungen der Zustandsbereiche sind z.B. in [Hel96, S. 29 ff.], [Sch02, S. 44 ff.] sowie in [Lae72, S. 128 ff.] zu finden. Bedeutsam für die Prüfung der Festigkeitseigenschaften von Kunststoff-Gleitketten ist vor allem die Abnahme von Festigkeit und Steifigkeit bei Temperaturerhöhung innerhalb des Gebrauchstemperaturbereiches. Daraus ergibt sich, dass die Temperaturen von Raumluft und Prüfling während der Prüfung möglichst konstant gehalten werden müssen. Die ermittelten Kennwerte sind ebenfalls nur auf Anwendungsfälle übertragbar, bei denen ähnliche Temperaturen herrschen.

3.3.2 Eigenschaften der Kettenwerkstoffe

Für den Einsatz von Kunststoffen als Kettenwerkstoff sind vor allem hohe Festigkeit, Steifigkeit, Maßhaltigkeit, Schlagzähigkeit, Verschleißfestigkeit und gute Gleiteigenschaften erforderlich. Daneben sind die Eignung für die wirtschaftliche Herstellung von Ketten in großen Stückzahlen, z.B. durch Spritzgießen, und ein vertretbarer Preis des Werkstoffs selbst von Bedeutung. Am Markt haben sich, abgesehen von Spezialausführungen, zwei Kunststofftypen durchgesetzt, die die genannten Forderungen gut erfüllen. Nachfolgend werden deren Aufbau und Eigenschaften kurz beschrieben.

Polyoxymethylen (POM)

Der mit Abstand am häufigsten zur Herstellung von Gleitketten verwendete Werkstoff ist Polyoxymethylen, ein teilkristalliner Thermoplast, dessen Eigenschaftsprofil den für Gleitketten genannten Anforderungen sehr gut entspricht. POM wird großtechnisch durch Polymerisation von Formaldehyd bzw. dessen zyklischer Form, Trioxan, nach folgender vereinfachten Gleichung hergestellt [Ehl97]:



Aufgrund der Acetalkomplexe $-\text{O}-\text{CH}_2-\text{O}-$ wird dieser Kunststoff oft auch als Polyacetal oder Acetalharz bezeichnet. Bekannte Handelsnamen sind z.B. Delrin® (DuPont), Hostaform® (Hoechst) und Ultraform® (BASF).

Die Anfälligkeit von POM für verschiedene Mechanismen der thermischen Zersetzung, die vor allem von den reaktiven Endgruppen der Molekülketten begünstigt wird, schien lange Zeit eine Weiterverarbeitung und damit die technische Anwendung unmöglich zu machen. Es wurden aber in den 50er und 60er Jahren mehrere Reaktionen zur Stabilisierung der Endgruppen entwickelt, von denen sich die Acetylisierung mit Acetanhydrid praktisch durchgesetzt hat [Bot96, S. 303].

Ein weitere Möglichkeit zur thermischen Stabilisierung von POM stellt die Copolymerisation von Trioxan mit anderen Monomeren, vorzugsweise oxazyklischen Verbindungen mit mehr als einer C-C Bindung, dar. Ein Copolymerisat aus Trioxan und ca. 2% Äthylenoxid wird z.B. unter den Namen Celcon® (Celanese) und Hostaform C® (Hoechst) vertrieben [Vie71, S. 16], ein weiteres aus Trioxan und 1,3 Dioxepane als Ultraform® (BASF) [Bot96]. Das Co-Monomer wirkt als Stopper beim Kettenabbau durch Abspaltung der Endgruppen und schützt damit nicht nur vor dem Zerfall bei Erwärmung, sondern erhöht auch die chemische Beständigkeit gegenüber dem Homopolymer. Darüber hinaus lassen sich durch Copolymerisation bestimmte Eigenschaften des Polyacetals, wie z.B. Schlagzähigkeit oder Dauerfestigkeit, modifizieren. Da die Co-Monomere zu einem unregelmäßigeren Aufbau der Ketten führen, nimmt die Kristallinität gegenüber Homopolymerisaten geringfügig ab. Festigkeit, Steifigkeit und Härte der Copolymerisate sind dadurch etwas geringer, dafür nehmen Verformungsfähigkeit, Wärmebeständigkeit und Schlagzähigkeit zu [Hel96, S. 111].

Generell verfügt POM über hohe Festigkeit und Steifigkeit, hat niedrige Reibungskoeffizienten bei der Paarung mit anderen Kunststoffen (z.B. PE) sowie Stahl, ist abriebfest

und relativ zäh. Darüber hinaus ist Polyacetal beständig gegen viele Medien, außer starke Säuren und andere oxidierend wirkende Chemikalien und ist an Luft nicht anfällig für Spannungsrissbildung [Vie71, S. 26].

Ein großer Vorteil der Kunststoffe ist, dass durch vielfältige Zusatz- und Füllstoffe die Eigenschaften des Werkstoffs in einem großen Bereich verändert werden können. Da bei Gleitketten das Reibungs- und Verschleißverhalten von besonderer Bedeutung ist, wird POM häufig PTFE (Teflon®) in Form von Pulver oder auch Fasern zugesetzt. Für Anwendungen mit hoher Last und geringen Gleitgeschwindigkeiten hat sich die Modifikation mit Molybdändisulfid (MoS₂) als vorteilhaft erwiesen. Die Zugabe von Silikonöl verringert selbst bei geringen Konzentrationen Reibung und Abrieb [Bot96, S. 316], ist aber v.a. im Automobilbereich verboten, weil an damit kontaminierten Stellen z.B. an Blechen kein Lack haften bleibt. Nachteil aller genannten Zusätze ist, dass sie Festigkeit und Steifigkeit des Werkstoffs vermindern. Durch Verstärkung mit Glasfasern können diese hingegen deutlich erhöht werden – so lässt sich der E-Modul von ca. 3.000 beim unverstärkten auf bis zu 9.000 N/mm² beim verstärkten Polyacetal steigern. Darüber hinaus wird durch die Verstärkung auch die Wärmeformbeständigkeit und die Oberflächenhärte erhöht sowie die Schwindung reduziert. Stabilisatoren wie Ruß oder andere Zusätze reduzieren die Anfälligkeit gegenüber UV-Strahlung.

Polybutylenterephthalat (PBT)

Ein ebenfalls verbreiteter Werkstoff für Gleitketten ist Polybutylenterephthalat, das zur Gruppe der thermoplastischen Polyester gehört. Sie werden durch Veresterung zweiwertiger organischer Säuren (Dicarbonsäuren) mit zweiwertigen Alkoholen (Dien) gebildet. PBT entsteht durch Polykondensation von Terephthalsäure mit Butylenglycol nach der in Abb. 3.23 vereinfachend dargestellten Gleichung.

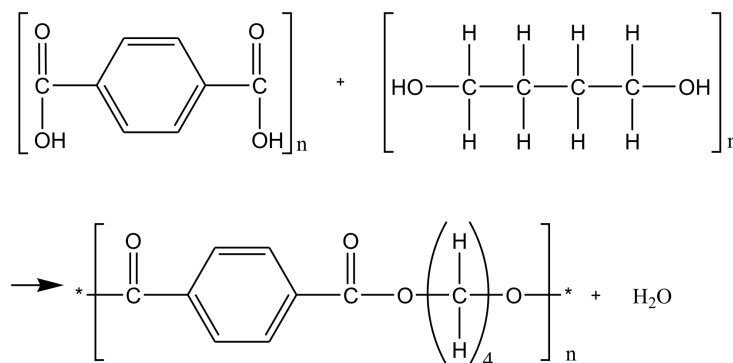


Abb. 3.23: Darstellung von Polybutylenterephthalat

PBT weist zwar eine etwas geringere Zugfestigkeit als POM auf, besitzt dafür aber nochmals bessere Gleit- und Verschleißigenschaften, höhere Zeitstandfestigkeit, gute Maßhaltigkeit und Wärmebeständigkeit. Besonders erwähnenswert ist die geringe Kriechneigung dieses Polyesters, die sich durch geringe Spannungs- bzw. Dehnungsabfälle in Relaxations- und Retardationsversuchen äußert [Vie73, S. 711]. Gleitketten aus diesem Werkstoff längen sich daher unter dem Einfluss der Kettenzugkraft über einen längeren Zeitraum weniger als bei anderen Werkstoffen. Vorteilhaft gegenüber Polyacetal ist weiterhin die bessere Beständigkeit schon des unmodifizierten PBT gegen

Witterungseinflüsse und UV Strahlung, die sich durch zusätzliche Stabilisatoren weiter verbessern lässt [Bot96, S. 25]. PBT ist gegen viele Medien beständig, jedoch nicht gegen heißes Wasser und Dampf, Aceton, halogenhaltige Lösemittel, sowie starke Säuren und Laugen [BW97].

Kennwerte

Einige für den Einsatz als Kettenmaterial wichtige Kennzahlen von POM und PBT zeigt Tabelle 3.1. Da Kunststoffe ein Gemisch unterschiedlich langer und vernetzter Makromoleküle sind, wird für deren Eigenschaften anstatt diskreter Werte häufig ein Wertebereich angegeben. Darüber hinaus weichen die Angaben verschiedener Quellen geringfügig voneinander ab.

Tab. 3.1: Kennwerte der Kunststoffe für Ketten [Hel96], [HR004]

Eigenschaft	POM -C	POM -H	PBT
Dichte [g/cm ³]	1,4	1,42	1,3
Zugfestigkeit [N/mm ²]	62 - 70	70	40
Streckspannung [MPa]	63	72	60
Biegew.festigk. 106 [MPa]	34	32	30
Zug-E-Modul [N/mm ²]	2700	3200	2600
Max. Gebrauchst. [°C]	90 – 110	80	100 - 120
Max. Temp. kurzzeitig [°C]	140	140	150
Schmelztemperatur [°C]	166	175	225
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0,25 – 0,31	0,37	0,27
Wärmeausd.-koeff. [10 ⁻⁶ /K]	110	120	130-160
Wasseraufn. Normalklima [%]	0,2	0,22	0,25
Shore Härte D	81	83	-

Die dargestellten Kennwerte verdeutlichen, dass POM und PBT für Massenkunststoffe gute Steifigkeiten und Festigkeiten aufweisen. PBT besitzt zwar eine geringere Zugfestigkeit, dafür erreicht es aber fast die Biegeweichfestigkeit von POM und verfügt darüber hinaus über eine höhere zulässige Gebrauchstemperatur.

3.3.3 Eigenschaften der Gleitschienen-Werkstoffe

Für den Einsatz eines Kunststoffes als Werkstoff für Gleitschienen bestehen ganz andere Anforderungen als bei Ketten. Hohe Steifigkeit und Festigkeit sind hier nur von untergeordneter Bedeutung, entscheidend ist das Gleitverhalten mit dem Kettenwerkstoff als Reibpartner. Besonders wichtig ist ein geringer Gleitreibwert gegenüber der Kette, da sich dieser direkt auf die Zugkraftbelastung der Kette sowie die erforderliche Antriebsleistung auswirkt. Außerdem wird so weniger Reibwärme erzeugt und dadurch die Gefahr des Aufschmelzens der Gleitschiene an hochbelasteten Stellen, wie sie vor allem Gleitbögen darstellen, reduziert. In diesem Zusammenhang wird deutlich, dass auch eine möglichst gute Wärmeleitfähigkeit, soweit dies im Rahmen der generell

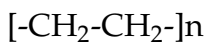
geringen Werte der Kunststoffe realisierbar ist, und ebenso eine hohe Schmelz- bzw. Gebrauchstemperatur günstig ist.

Darüber hinaus ist hohe Abrieb- und Verschleißfestigkeit der Schiene, als auch die Schonung der Kette vor zu starkem Verschleiß eine wichtige Anforderung. Gute Elastizität und Dämpfung des Gleitschienen-Materials sind Voraussetzungen, um die Geräuscentwicklung des Förderers zu reduzieren. Falls Kette und Gleitschiene durch Umgebungsbedingungen oder die Eigenschaften des Fördergutes mit anderen Medien als Luft in Kontakt kommen, ist gute Chemikalienbeständigkeit des Materials gefragt. Für den Einsatz in der Lebensmittelbranche muss der Kunststoff physiologisch unbedenklich sein. Neben all diesen Anforderungen dürfen auch wirtschaftliche Gesichtspunkte nicht vergessen werden: das Material darf nicht zu teuer sein und muss sich mit akzeptablem Aufwand verarbeiten lassen.

Obwohl es keinen Kunststoff gibt, der alle Anforderungen gleichermaßen gut erfüllt, haben sich zwei bzw. drei Sorten als guter Kompromiss für bestimmte Anwendungsfälle erwiesen. Dies sind für normale Belastungen Polyethylen (PE) und für hohe Belastungen bzw. für hochbelastete Gleitbögen Polyvinylidendifluorid (PVDF). Bei speziellen Erfordernissen werden gelegentlich auch Stahl-Gleitschienen eingesetzt, die sehr robust sind und Reibungswärme besser ableiten können, aber einen stärkeren Verschleiß an der Kette hervorrufen.

Polyethylen (PE)

Das zur Gruppe der Polyolefine gehörende Polyethylen mit der chemischen Formel



ist der z.Z. weltweit am meisten eingesetzte Kunststoff, da er sich mit fast allen üblichen Verfahren leicht verarbeiten lässt und preiswert ist [Her99, 7/2.6 S.4]. PE ist ein unpolarer, teilkristalliner Thermoplast mit unterschiedlichem Verzweigungs-, Kristallinitäts- und Polymerisationsgrad. Je nach Ausprägung dieser Parameter können die Eigenschaften einer bestimmten PE Sorte in einem relativ großen Bereich eingestellt werden. Der Anteil kristalliner Bereiche, der bei geringerem Verzweigungsgrad zunimmt, reicht von 40% bei PE-LD bis 80% bei PE-HD [Hel96, S. 66]. Die Dichte von PE bewegt sich zwischen den theoretischen Grenzwerten 0,869 g/cm³ (amorphe Bereiche) und 1 g/cm³ (Dichte der Kristallite) [Her99, 7/2.6 S.2].

Zu den generellen Eigenschaften von PE zählen vergleichsweise geringe Festigkeit, Steifigkeit (ca. 20% von POM), Härte und Schmelztemperatur bei guter chemischer Beständigkeit, physiologischer Unbedenklichkeit sowie guten Gleiteigenschaften und hoher Abriebsfestigkeit. Durch Erhöhung von Kristallinität und Dichte z.B. im Vergleich von PE-LD zu PE-HD lassen sich Streckspannung, E-Modul, Kugeldruckhärte und Schmelztemperatur steigern.

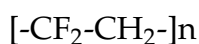
PE-HD genügt den Anforderungen an einen Gleitschienen-Werkstoff bei moderaten Belastungen (Gutmasse, Geschwindigkeit, abrasive Stoffe) gut – besonders die günstigen Gleiteigenschaften und die Verschleißfestigkeit in Kombination mit den Kettenwerkstoffen POM und PBT sind dabei vorteilhaft. PE-UHMW ist diesbezüglich zwar noch besser,

lässt sich aber nicht mehr durch Spritzgießen oder Extrusion verarbeiten. Die sehr langen Ketten bleiben auch beim Aufschmelzen stark miteinander verfilzt und bilden eine sehr zähe Schmelze, so dass Teile aus diesem Werkstoff durch Ram-Extrusion bzw. spanende Bearbeitung hergestellt werden müssen.

Unterliegt die Gleitschiene sehr hohen Belastungen, wie sie z.B. schwere Stückgüter, hohe Fördergeschwindigkeiten und Umgebungstemperaturen, sowie abrasive Partikel oder Medien darstellen, wirken sich die geringe Härte und die niedrige Gebrauchstemperatur von PE negativ auf die Haltbarkeit der Gleitschienen aus. Erhöhte Temperaturen durch die Umgebung oder die zunehmende Reibungswärme bei hohen Geschwindigkeiten / Massen können zu thermischem Versagen der Gleitschiene durch Aufschmelzen führen. Ebenso nimmt auch der Verschleiß zu, besonders wenn abrasive Teilchen oder Medien vorhanden sind. Unter diesen Bedingungen hat sich der härtere Fluorkunststoff PVDF besser bewährt, auf den nun kurz eingegangen wird.

Polyvinylidenfluorid (PVDF)

PVDF wird unter kontrollierten Druck- und Temperaturverhältnissen aus Fluorwasserstoff und Methylchloroform mittels eines Katalysators synthetisiert. Es zählt damit wie das bekanntere PTFE (Polytetrafluorethylen, Handelsname Teflon®) zur Gruppe der fluorhaltigen Kunststoffe, die eine Reihe besonderer Eigenschaften aufweisen. Sie sind chemisch sehr beständig, nicht brennbar, witterungsbeständig, haben niedrige Reibwerte und relativ hohe Schmelztemperaturen [Hel96, S. 137]. PTFE weist zwar die beste chemische und thermische Beständigkeit auf, ist jedoch recht weich, nicht abriebfest und aufwändig zu verarbeiten, da es thermoelastisch ist. Das teilfluorierte PVDF mit der chemischen Formel:



ist demgegenüber ein Thermoplast und lässt sich mit allen bekannten Verfahren verarbeiten. Außerdem ist PVDF härter und abriebfester als PTFE und hat einen ca. 5 mal größeren E-Modul. Seine obere Gebrauchstemperatur von 150°C liegt zwar unter der von PTFE, lässt aber deutlich höhere thermische Belastungen als Polyethylen zu, dessen zulässige Temperatur maximal 80°C beträgt. Ein Nachteil der Härte und Festigkeit des PVDF ist aber, dass die Kette stärker verschleißt, als bei Gleitschienen aus PE. Es muss also zwischen besserer Beständigkeit der Gleitschienen bei hohen Temperaturen und Belastungen sowie stärkerem Kettenverschleiß abgewogen werden. Einige Hersteller empfehlen daher, abgesehen von hohen Geschwindigkeiten oder Kontakt mit Ölen, Emulsionen und Kühlmitteln, die Verwendung von PVDF-Gleitleisten auf Gleitbögen zu beschränken, da in diesen die stärkste Erwärmung auftritt [Bos04, S. 2-18].

Kennwerte

Tabelle 3.2 zeigt wichtige Kennwerte der Gleitschienen-Kunststoffe.

Von Bedeutung für den Einsatz im Kettenförderer ist das Zusammenspiel von Kette und Gleitschiene, wobei das Verschleißverhalten, die Gleiteigenschaften und vor allem der Reibwert im Vordergrund stehen. Für typische Werkstoffpaarungen wurden an

Tab. 3.2: Eigenschaften der Gleitschienen-Werkstoffe [[He196](#)], [[HR004](#)]

Eigenschaft	HD-PE	UHMW-PE	PVDF
Dichte [g/cm ³]	0,94 – 0,96	0,93	1,79
Zug-E-Modul [N/mm ²]	700 - 1400	720	2200
Streckspannung [N/mm ²]	30	17	59
Zugfestigkeit [N/mm ²]	18 - 35	-	40
Max. Gebrauchst. [°C]	80 - 90°	80°	150°
Schmelz. T [°C]	135°	132°	175°
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	0,38 – 0,51	0,42	0,19
Wärmeausdehnungskoeff. [1/K]	200	200	140
Wasseraufnahme [%]	<0,1	< 0,1	<0,04
Shore Härte D	64	63	73-85
Charpy Schlagz. 23°C [kJ/m ²]	-	-	89,4

Tab. 3.3: Reibwerte zwischen Ketten- und Gleitschienenwerkstoffen

	Delrin® 500 Al	Hostaform® LW90EWX	PBT® Celanex 2002-2
PE-UHMW	0,21 - 0,26	0,17 – 0,22	0,22 – 0,25
PVDF	0,13 – 0,15	0,16 – 0,20	0,25 – 0,28

der TU Chemnitz unter verschiedenen Bedingungen (Normalkraft, Geschwindigkeit, Dauer) Gleitreibungskoeffizienten ermittelt, die in Tabelle 3.3 dargestellt sind.

Zur Problematik der Gleitreibung zwischen Kunststoffen wurden an der TU Chemnitz umfangreiche Untersuchungen im Rahmen mehrerer Forschungsprojekte durchgeführt, wobei neben Gleitketten vor allem Zahnriemen, die sich auf einer Gleitschiene abstützen, betrachtet wurden. Die Ergebnisse dieser Arbeiten zeigen, dass Reibwerte entgegen der verbreiteten Meinung nicht konstant, sondern von vielen Einflussgrößen abhängig sind und infolge dessen nennenswert schwanken können. Auch nach einer Einlaufphase, in der meist die größte Änderung des Reibwertes gegenüber dem Neuzustand zu verzeichnen ist, kann sich der Gleitreibungskoeffizient je nach Flächenpressung, Relativgeschwindigkeit, Temperatur, Luftfeuchte und Einsatzdauer der Gleitpaarung noch merklich ändern. Als Fazit dieser Erkenntnisse erscheint es besonders bei hoch belasteten Förderstrecken empfehlenswert, den vom Hersteller angegebenen Reibwert evtl. im Dauerbetrieb nachzuprüfen und mit einem Sicherheitsfaktor (<2) zu multiplizieren, um unvorhersehbare Schwankungen abzudecken.

3.3.4 Prüfung von Kunststoffen

Zahlreiche Normen beschäftigen sich mit der Prüfung von Kunststoffen und beschreiben Verfahren, mit denen sich Kennwerte auf reproduzierbare Weise bestimmen lassen (Tab. 3.4).

Die nach den genannten Normen an Probekörpern zu ermittelnden Kennwerte sind gut geeignet, einen ersten Überblick über die Eigenschaften eines Kunststoffes zu vermitteln bzw. verschiedene Werkstoffe miteinander vergleichbar zu machen [[Lae72](#), S. 59].

Tab. 3.4: Übersicht wichtiger Normen zur Prüfung von Kunststoffen

Norm	Inhalt
DIN EN ISO 293	Probekörper aus thermoplastischen Formmassen
DIN EN ISO 527	Kunststoffe – Bestimmung der Zugeigenschaften
DIN EN ISO 604	Kunststoffe – Bestimmung der Druckeigenschaften
DIN EN ISO 178	Kunststoffe – Bestimmung der Biegeeigenschaften
DIN EN ISO 868	Härteprüfung nach Shore A und D
DIN EN ISO 2039	Kugeldruckhärte
DIN EN ISO 179	Kunststoffe – Bestimmung der Charpy-Eigenschaften
DIN EN ISO 899-2	Kunststoffe – Bestimmung des Kriechverhaltens (Biegung)
DIN 53442	Prüfung von Kunstst. – Dauerschwingversuch (Biegung)

Problematisch vor allem bei der Bestimmung der Dauerfestigkeit sind aber die zahlreichen Einflussfaktoren auf das Prüfergebnis, zu denen u.a. Verarbeitungsparameter, Oberflächenbeschaffenheit, Gestalt, Zeit, Temperatur und Feuchtigkeit zählen [Hel96, S. 306]. Die im Versuch ermittelten Eigenschaften lassen sich nur dann auf ein konkretes Bauteil übertragen, wenn dies unter identischen Bedingungen eingesetzt wird [Sae89, S. 560]. Dies ist jedoch praktisch nicht zu realisieren, da sich schon die abweichende Gestaltung des Fertigteils und somit auch die unterschiedlichen Herstellungsparameter in deutlich anderen Festigkeitswerten niederschlagen. Für eine einigermaßen exakte Berechnung der Festigkeit und Lebensdauer realer Bauteile können an Probekörpern ermittelte Dauerfestigkeitswerte also nicht verwendet werden [Sch02, S. 290].

Daraus folgt, dass trotz des damit verbundenen Aufwandes die Ermittlung der Dauerfestigkeiten von Gleitketten unter weitgehend praxisnahen Einsatzbedingungen unumgänglich ist, um verlässliche Werte für die Dimensionierung zu erhalten. Folgendes Zitat aus [Lae72, S. 59,60] unterstreicht diese Schlussfolgerung: „Es muß deshalb immer wieder betont werden, dass von den an bestimmten Probekörpern ermittelten Eigenschaften nicht unbedingt auf das Verhalten von anders geformten Fertigteilen geschlossen werden kann (...). Letzte Sicherheit und Aussagekraft bietet nur die praktische Prüfung am fertigen Teil.“

3.4 Grundlagen der Betriebsfestigkeit

3.4.1 Anliegen und Begriffe der Betriebsfestigkeitsrechnung

Generelles Ziel im Maschinenbau ist es, Bauteile und Anlagen so zu gestalten, dass sie bei minimalen Einsatz von Material und Aufwand den Beanspruchungen im Einsatz auf Dauer oder über einen festgelegten Zeitraum zuverlässig widerstehen. Die Betriebsfestigkeitsrechnung ist dabei ein wichtiges Hilfsmittel. Sie beschäftigt sich damit, die auftretenden Belastungen, ebenso wie die Festigkeitseigenschaften von Teilen oder Baugruppen zu erfassen und (statistisch) zu beschreiben, um daraus mittels unterschiedlicher Ansätze Aussagen über deren Haltbarkeit abzuleiten. Mit dieser Methode können Bauteile wesentlich genauer ausgelegt werden, als mit der vorher üblichen Bemessung nach einer Höchstbelastung [Cot92, S. 10].

Vor der weiteren Darstellung von Methoden und Ansätzen der Betriebsfestigkeitsrechnung sollen in diesem Zusammenhang häufig verwendete Begriffe genauer bestimmt werden. Grundsätzlich beruht die Festigkeitsrechnung auf dem Vergleich von Beanspruchung und Festigkeit bei festgelegten Umgebungsbedingungen. Die Beanspruchung entspricht Spannungen, die von äußeren oder inneren Belastungen in einem betrachteten Bemessungsquerschnitt hervorgerufen werden. Mit dem Versagen eines Bauteils ist zu rechnen, wenn die Beanspruchung die Widerstandsfähigkeit übersteigt. Für beide Größen können jedoch unter realen Bedingungen keine diskreten Werte angegeben werden – vielmehr schwanken sowohl die Belastungen als auch die Festigkeitseigenschaften eines Teils immer in einem gewissen Bereich und müssen daher als Zufallsvariablen betrachtet werden [Ber99, S. 48].

Bei dynamischer Beanspruchung sinkt die Festigkeit bekanntlich mit der Belastungsdauer, so dass sich die Verteilungskurven von Beanspruchung und Festigkeit zunehmend überlagern. Damit steigt die Wahrscheinlichkeit für das Versagen von Teilen - die Summe der Ausfälle zu einem bestimmten Zeitpunkt beschreibt die Funktion der Ausfallwahrscheinlichkeit. Komplementär dazu wird die Zahl der noch nicht ausgefallenen Bauteile durch die Überlebenswahrscheinlichkeit beschrieben. Anhand dieser Funktionen lässt sich der Begriff der Lebensdauer im Kontext der Betriebsfestigkeit präzisieren: Die Lebensdauer L_x gibt an, wie lange ein Bauteil eine definierte Last erträgt, bis die Ausfallwahrscheinlichkeit x % erreicht ist. Damit wird deutlich, dass die Lebensdauer eine statistische Größe ist, die nur Angaben über eine größere Anzahl, jedoch keine exakte Voraussage für ein einzelnes Bauteil liefern kann.

3.4.2 Verfahren zur Lebensdauerberechnung

Dieser Abschnitt gibt einen Überblick über bekannte Verfahren zur Berechnung der Betriebsfestigkeit sowie das derzeit bei Gleitketten übliche Verfahren. Folgende Verfahren und Ansätze zur Berechnung der Lebensdauer mechanisch beanspruchter Teile sind derzeit bekannt:

- Statische Auslegung
- Dynamisch dauerfeste Auslegung
- Dynamisch betriebsfeste Auslegung
 - Verwendung von Hypothesen zur Schadensakkumulation
 - Bruchmechanische Betrachtung des Fortschreitens von Rissen

Weiterhin existieren auf verschiedenen Gebieten des Maschinenbaus (z.B. Stahlbau, Schweisskonstruktionen, Behälterbau) spezielle Normen und Vorschriften zum Nachweis der Betriebsfestigkeit. Diese beruhen auf empirisch ermittelten Gleichungen und Faktoren für diverse Einflussgrößen. Sie sind dabei jedoch so stark auf ein bestimmtes Anwendungsfeld bzw. eine spezifische Art von Bauteilen oder Anlagen zugeschnitten, dass eine Übertragung auf grundsätzlich andere Produkte wie z.B. auch die Gleitketten nicht sinnvoll erscheint.

Statische und dynamisch dauerfeste Auslegung

Die statische und die dynamisch dauerfeste Auslegung werden auf die gleiche Weise durchgeführt: im einfachsten Fall wird die sogenannte Sicherheit als Quotient aus Bruch- bzw. Dauerfestigkeit und maximal zu erwartender Beanspruchung gebildet. Ist die Sicherheit größer als 1, kann man grundsätzlich davon ausgehen, dass ein Bauteil den Belastungen gewachsen ist und nicht versagt. Häufig werden jedoch größere Sicherheiten als 1 gefordert, um schwer quantifizierbare Einflüsse wie Anfahrstöße, Überlastungen etc. abzudecken.

Eine genauere Berechnung, die der stochastischen Natur von Belastungen und Festigkeitseigenschaften gerecht wird, ist mit dem aus dem englisch-sprachigen Raum bekannten „Stress-Strength-Interference“-Konzept möglich. Eine ausführliche Darstellung dieses Ansatzes enthält z.B. [O'C95, S. 101]. Dabei wird statt der Sicherheit mit der Ausfallwahrscheinlichkeit gearbeitet, die sich aus der Überlagerung (engl. Interference) von Beanspruchung und Festigkeit ergibt (Abb. 3.24 nach [Ber99, S. 3]).

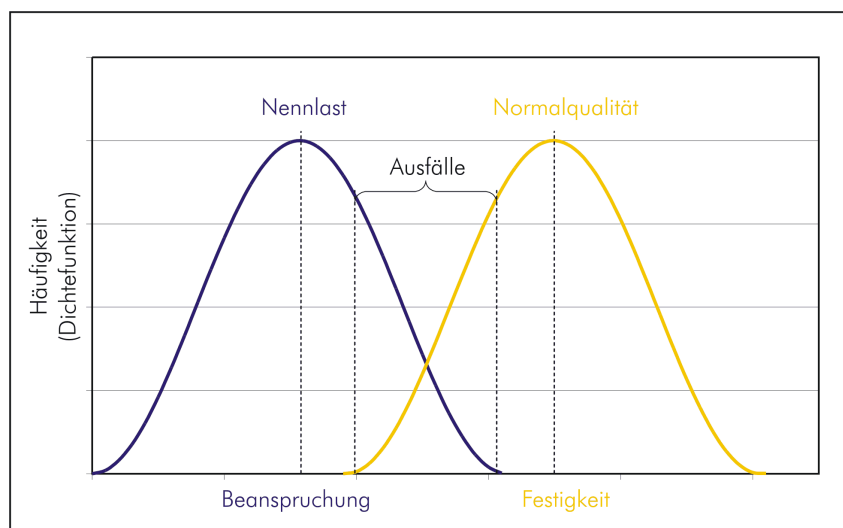


Abb. 3.24: Überlagerung von Beanspruchung und Festigkeit

Voraussetzung dafür ist jedoch, dass die Verteilungsfunktionen der Lasten und der Bauteileigenschaften bekannt sind – aufgrund des hohen notwendigen Versuchsaufwandes besonders zur Ermittlung der Festigkeit dürfte dies jedoch nur in wenigen Fällen (v.a. für Großserienteile) möglich und wirtschaftlich sinnvoll sein. Das Stress-Strength-Interference-Konzept ist damit nur sehr begrenzt anwendbar.

Dynamisch betriebsfeste Auslegung

Für viele dynamisch belastete Bauteile ist es weder notwendig noch aus Gründen des Leichtbaus sinnvoll, eine dauerfeste Auslegung vorzunehmen. Die Auslegung auf eine sinnvolle Betriebszeit hin ermöglicht hier wesentliche Einsparungen bei Gewicht und Kosten eines Teils. Hierfür existieren zwei Berechnungskonzepte:

1. Verwendung verschiedener Hypothesen zur Ermittlung der Schadensakkumulation bei ungleichmäßigen Spannungszyklen

2. Methoden aus der Bruchmechanik zur Vorhersage des Rißwachstums.

Letztere lassen sich jedoch auf spröde Werkstoffe wie v.a. POM nicht anwenden. Auf eine Beschreibung dieser Konzepte wird daher verzichtet und statt dessen auf ausführliche Darstellungen in [Hai89, S. 265 ff.] sowie [Zam85, S. 87 ff.] verwiesen.

Problematisch bei der Auslegung auf Zeit- oder Betriebsfestigkeit ist der Umstand, dass die Festigkeitskennwerte eines Werkstoffs oder Bauteils in aller Regel als Wöhlerlinie im Einstufenversuch mit sinusförmiger Belastung ermittelt wurden. Die tatsächlichen Belastungen haben aber oftmals einen ganz anderen Verlauf und können zusätzlich noch verschiedenen Betriebsphasen unterliegen. Damit stellt sich die Aufgabe, den realen Belastungszyklus in einen sinusförmigen Verlauf mit äquivalenter Schädigungswirkung umzurechnen, um für diesen Festigkeitswerte aus dem Wöhlerdiagramm ablesen zu können. Um diese zu lösen, wurden, angefangen von Palmgren im Jahre 1924, zahlreiche Hypothesen zur Schadensakkumulation entwickelt. Die Methode der linearen Schadensakkumulation nach Miner (mit div. Modifikationen) hat darunter die größte Bedeutung erlangt [Zam85, S. 72]. Sie beruht auf der Annahme einer linearen Schädigungswirkung der Lastspiele. Wenn N_i die Bruchschwingspielzahl bei einem Beanspruchungsniveau σ_{ai} bezeichnet, beträgt die Schädigung D_i jedes Schwingspiels $1/N_i$. Das Bauteil versagt nach dieser Hypothese, wenn die Summe der Schädigungen aller Laststufen 1 erreicht [Cot92, S. 146]:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3.1)$$

Unter der Voraussetzung, dass sich die Betriebslasten eines Gleitketten-Förderers in geeigneter Weise klassifizieren und berechnen lassen, wäre dieser Ansatz zur Einschätzung der Bruchschwingspielzahl von Gleitketten grundsätzlich anwendbar. In Kap. 6.3 wird auf der Grundlage der Versuchsergebnisse ein auf diesem Ansatz basierendes Verfahren zur Abschätzung der Lebensdauer von Gleitketten vorgestellt.

Verfahren bei Gleitketten

Aufgrund fehlender Vorschriften für Gleitketten aus Kunststoffen wird derzeit üblicherweise die für Stahlketten gültige DIN 8153 angewendet. Sie beruht auf einer Abschätzung der Dauerfestigkeit aus der statischen Bruchkraft mittels eines Minderungsfaktors von 3 bis 4. Obwohl dieser Zusammenhang auch bei Stählen streng genommen nur an Prüfstäben gilt (Kerbwirkungen der realen Kettengliedkontur), mag diese Näherung dort eine praktischen Erfordernissen entsprechende Abschätzung der Dauerfestigkeit ermöglichen. Das Festigkeitsverhalten der Kunststoffe unterscheidet sich jedoch wesentlich von den Stählen (v.a. meist keine ausgeprägte Dauerfestigkeit [Hel96, S. 302]. Darüber hinaus unterwerfen die oftmals erforderlichen Kurvenabschnitte die Kette erhöhten, mehrachsigen Beanspruchungen. Im Ergebnis führt dieses Verfahren zu sehr geringen Haltbarkeiten, wie in Abschn. 3.5.2 ausführlicher dargestellt wird. Es erfolgt also weder, wie vielleicht in Analogie zu den Stahlketten vermutet, eine dauerfeste Auslegung noch erlaubt dieses Verfahren irgend eine Aussage über die tatsächlich zu erwartende Lebensdauer der Kette. Auch wenn aufgrund des Werkstoffverhaltens eine dynamisch dauerfeste Auslegung von Kunststoff-Gleitketten prinzipiell nicht möglich

ist, bedarf das Festigkeitsverhalten der Kunststoffketten dringend experimenteller Untersuchung unter praxisnahen Bedingungen (Versuchsförderer), um die zu erwartende Lebensdauer besser abschätzen zu können.

3.4.3 Charakterisierung der Beanspruchungen

Voraussetzung für die Abschätzung der Lebensdauer im Rahmen einer Betriebsfestigkeitsrechnung ist, dass zunächst die auf ein Bauteil einwirkenden Belastungen möglichst genau bekannt sind. Aus diesen lassen sich über die betroffenen Bauteilquerschnitte die wirkenden Spannungen und Dehnungen (Beanspruchungen) ermitteln, die dann mit den zulässigen Werkstoff- bzw. Bauteilkenngrößen zu vergleichen sind. Praktisch wird dies durch die komplexen Zeitverläufe der Belastungen erschwert, die es nicht nur messtechnisch zu erfassen, sondern auch auf geeignete Weise mathematisch zu beschreiben gilt.

Die Beanspruchungen lassen sich u.a. nach Art (statisch, stoßartig, periodisch, stochastisch), Ursache (z.B. Eigenspannungen, Kräfte, Schwingungen, Stöße) und zeitlichem Verlauf gliedern. Es empfiehlt sich, sie möglichst im praktischen Betrieb des Bauteils zu messen, wobei häufig das Problem besteht, dass verschiedene Betriebszustände (Anfahren, Betrieb, Halten etc.) mit entsprechend abweichenden Kraftverläufen existieren. Da oftmals nur die im Einstufenversuch (sinusförmige Last) ermittelten Wöhlerkennlinien zur Beurteilung der Festigkeitseigenschaften zur Verfügung stehen [Zam85, S. 71], müssen die realen Lastverläufe in eine Sinusfunktion mit äquivalenter Schädigungswirkung überführt werden. Dazu sind div. Verfahren zur Klassifizierung, Bewertung und Beschreibung der Lastverläufe bekannt, die z.B. in [Gni80, S. 41ff], [Cot92, S. 47 ff.], [Hai89, S. 40] ausführlich dargestellt sind.

3.4.4 Werkstoff- und Bemessungskenngrößen

Die zur Berechnung der Betriebsfestigkeit heranzuziehenden Werkstoff- bzw. Bauteilkenngrößen richten sich nach dem verwendeten Berechnungsverfahren. Bei der statischen Auslegung ist dies die (statische) Bruchkraft, bei der dynamisch dauerfesten Auslegung analog dazu die Dauerfestigkeit. Im Falle sehr gut untersuchter Werkstoffe, wie z.B. bei den Stählen, kann die Dauerfestigkeit mit oftmals ausreichender Genauigkeit über einen entsprechenden Faktor im Bereich von 3 bis 4 aus der Bruchkraft ermittelt werden. Da Kunststoffe jedoch meist über keine ausgeprägte Dauerfestigkeit verfügen, weniger untersucht wurden und darüber hinaus stärker von Umgebungsbedingungen beeinflusst werden, ist diese Vorgehensweise hier deutlich ungenauer.

Zur dynamisch betriebsfesten Auslegung werden meist Wöhlerlinien als Bemessungskenngröße verwendet, die den Festigkeitsabfall eines Werkstoffs oder Bauteils mit zunehmender Anzahl der Lastspiele charakterisieren. Zur Ergänzung dieser Linien um statistische Angaben über die Schwankungsbreite der Festigkeitseigenschaften oder zur Bestimmung der Verteilungskurve der Ausfallwahrscheinlichkeit sind umfangreiche Untersuchungen erforderlich, die nur in Einzelfällen (Großserienteile) technisch und wirtschaftlich sinnvoll sind.

Gilt es, konkrete Bauteile auszulegen, die im Einsatz vielen sich überlagernden Beanspruchungen und Betriebsphasen ausgesetzt sind, wird deren Haltbarkeit im praktischen Betrieb untersucht und ausgewertet. Die Ergebnisse dieser Betriebsfestigkeitsuntersuchungen können dann zukünftig als Bemessungskenngröße und evtl. zur Optimierung des Bauteils verwendet werden. Diese Herangehensweise erscheint auch für die Kunststoff-Gleitketten aussichtsreich, da diese vergleichbar vielfältigen Einflüssen unterworfen sind. Dieser pragmatische Ansatz wird naturgemäß nur Kennwerte mit einer relativ großen Schwankungsbreite liefern können und ist darüber hinaus wiederum bauteilspezifisch.

3.5 Bisherige Dimensionierungsgrundlagen

3.5.1 Dimensionierungskriterien

Stand der Technik ist die Dimensionierung von Fördersystemen mit Gleitketten nach der Kettenzugkraft (vgl. [Fle03], [Rex00], [Fle99], [Bos04]). Dabei wird die maximal auftretende Zugkraft berechnet und mit der für die Kette zulässigen Zugkraft verglichen [ano77]. Im praktischen Einsatz der Kette sind noch eine Reihe weiterer Kriterien von Bedeutung, die sich aber schwer formelmäßig darstellen lassen. Dazu zählen das Verschleißverhalten der Kette bei unterschiedlichen Belastungen und Geschwindigkeiten, thermische Belastungsgrenzen insbesondere in Gleitbögen, die Veränderung der Festigkeit des Kettenwerkstoffes abhängig von der Umgebungs- und Betriebstemperatur und weitere. Da eine rechnerische Berücksichtigung bislang nicht möglich ist, versuchen viele Hersteller Schäden aufgrund derartiger Einflüsse durch Einsatzhinweise zu verhindern; z.B. wird empfohlen, in Gleitbögen aufgrund der thermischen Belastung die robusteren PVDF-Gleitschienen zu verwenden oder Produktstau vor Gleitbögen zu vermeiden etc.

3.5.2 Zulässige Kettenzugkraft

Gegenwärtig ist keine Norm oder Richtlinie bekannt, die eine eindeutige Definition des Begriffs der zulässigen Kettenzugkraft für raumgängige Gleitketten aus Kunststoffen enthält. Damit einher geht das Fehlen verbindlicher Angaben darüber, wie dieser Wert experimentell oder ggf. auch rechnerisch zu bestimmen ist. Aufgrund dieser Situation ziehen viele Hersteller von Gleitketten ersatzweise die für Scharnierbandketten aus Stahl geltende DIN 8153 heran. Die dort empfohlene Ableitung der zulässigen Zugkraft aus der statischen Bruchkraft über einen Minderungsfaktor von 3 – 4 scheint zunächst in Übereinklang mit dem bekannten Verhalten von Stählen bei dynamischer Belastung zu stehen. Doch selbst für Stahlketten wird dieser Ansatz z.B. in [Rex99, S. 60] auf der Grundlage vieler Dauerfestigkeitsuntersuchungen von Stahlrollenketten kritisiert und im Ergebniss diverser angeführter Mängel gefordert, die Dauerfestigkeit zur Basis der Auslegung und Bewertung der Kettenqualität zu machen.

Bei der Übertragung dieses Ansatzes auf Gleitketten aus Kunststoffen verschärfen sich die Unsicherheiten noch. Viele Kunststoffe haben im Gegensatz zu Stählen keine ausgeprägte Dauerfestigkeit. Darüber hinaus wird die verstärkte Beanspruchung der

Ketten in Kurvenstrecken (vgl. Abschn. 4.2.3), die zu einer weiteren Absenkung der Festigkeit führt, überhaupt nicht berücksichtigt. Derartig festgelegte Werte führen bei Kunststoffketten, besonders in Strecken mit Kurvenabschnitten, zu einer sehr geringen Lebensdauer von unter 500 h (vgl. Abschn. 6.3.1). Von einer dauerfesten Auslegung kann somit keine Rede sein. Die tatsächlich zu erwartende Lebensdauer kann nicht einmal grob abgeschätzt werden.

Manche Hersteller [Fle95, S. TR3], [Bos04, S. 8-20f.] geben die zulässige Zugkraft in Form eines Diagramms an, das ab einer gewissen Streckenlänge oder auch Geschwindigkeit einen Knick mit nachfolgend absinkender Kraft aufweist (Abb. 3.25, Abb. 3.26). Damit soll jedoch nicht eine tatsächlich geringere Festigkeit der Ketten in längeren Strecken oder bei höheren Geschwindigkeiten dargestellt werden, was auch mechanisch unsinnig erscheint. Statt dessen soll einer zu starken Längung vorgebeugt werden, sowie die bei steigender Geschwindigkeit abnehmende Umlaufzeit und damit auch Lebensdauer berücksichtigt werden.

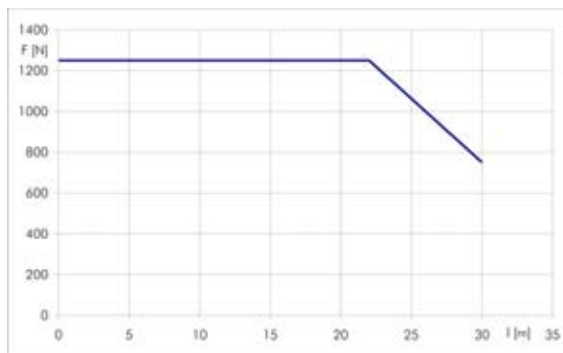


Abb. 3.25: Zul. Zugkraft / Kettenlänge

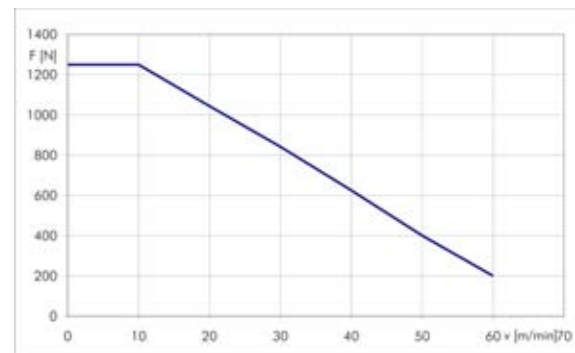


Abb. 3.26: Zul. Zugkraft / Geschwindigkeit

Problematisch erscheint an einer längenabhängigen Zugkraftangabe die Vermengung unterschiedlicher Mechanismen bzw. Versagensarten (Fließen, Gelenkverschleiß und Festigkeit) in einem Wert, der formal eine mechanische Festigkeit bezeichnet. Die Reduktion der zulässigen Zugkraft bei steigender Geschwindigkeit erscheint sinnvoll, um einer geringeren Lebensdauer der Ketten bei hohen Geschwindigkeiten vorzubeugen. Letztlich erlaubt aber auch dieser Ansatz keine Abschätzung der Lebensdauer unter bestimmten Randbedingungen (Geschwindigkeit, Länge, Belastung). Zusammenfassend ist festzustellen, dass die gegenwärtige Festlegung der zulässigen Kettenzugkraft besonders in räumlichen Förderstrecken mit Kurven zu einer sehr geringen, jedoch nicht abschätzbaren Haltbarkeit der Ketten führt.

3.5.3 Berechnung der Kettenzugkraft

Grundsätzliche Vorgehensweise

Die (maximale) Kettenzugkraft stellt die Summe aller Reibkräfte dar, die während eines gesamten Umlaufs auf die Kette einwirken. Sie wächst von einem Minimum im Kettendurchhang bzw. an der Auslaufstelle aus dem Antriebsritzel auf ihrem Weg durch das Führungssystem in Richtung Motor mit wechselndem Anstieg immer weiter an. Bei Fördersystemen mit Untertrum, in dem die Kette ohne Gut zu transportieren

zurückläuft, werden die dort wirkenden Reibkräfte gelegentlich vernachlässigt. Dies ist zulässig, wenn die Förderlänge insgesamt gering und das spezifische Gewicht des Fördergutes deutlich höher als das der Kette ist. Im Sinne einer exakten Berechnung erscheint diese Vereinfachung aber generell nicht empfehlenswert. Wenn der erste Zahn des Antriebskettenrades in die Kette eingreift, wird das Maximum der Kettenzugkraft erreicht – der Antrieb muss über das Ritzel und dieses Kettenglied alle Reibkräfte im nachfolgenden Kettenstrang überwinden.

In verschiedenen Streckentypen und bei wechselnden Betriebs- und Belastungsverhältnissen wächst die Kettenzugkraft wie erwähnt unterschiedlich stark an. Daher ist es notwendig, eine Förderstrecke gedanklich so in Abschnitte zu untergliedern, dass jeder Abschnitt mit jeweils einer Gleichung und einem Satz von Parametern (Gutmenge, Stauzustand, Steigung etc.) beschrieben werden kann. Abschnittsgrenzen stellen dabei Wechsel von Streckentypen (Übergänge von Geraden zu horizontalen oder vertikalen Kurven und umgekehrt), spezifischer Gutbelastung (leere Abschnitte, Abschnitte mit unterschiedlicher Anzahl von Gutstücken pro Meter) sowie evtl. des Staubetriebs eines Abschnittes dar.

Die Kettenzugkraft wird in der gleichen Reihenfolge berechnet, wie sie auch im Fördersystem entsteht bzw. anwächst. Startpunkt der Berechnung ist der Auslauf der Kette aus dem Kettenrad, an die die Kettenzugkraft praktisch null beträgt. In Bewegungsrichtung der Kette wird abschnittsweise mit der jeweils gültigen Gleichung die Kettenzugkraft berechnet und wieder als Ausgangswert in die Gleichung des folgenden Abschnittes eingesetzt, bis der Antrieb und damit die maximale Zugkraft erreicht ist. Die allgemeinste Form der Zugkraftberechnung lautet damit:

$$F_k = F_{k-1} + F_R \quad (3.2)$$

Dabei ist F_k die Zugkraft am Ende des gerade berechneten Abschnitts, F_{k-1} die des vorhergehenden und F_R die aus verschiedenen Komponenten bestehende Reibkraft, die im Abschnitt entsteht. Nach dem Stand der Technik werden folgende Gleichungen zur Berechnung der Reibkraft für die verschiedenen Streckentypen verwendet.

Gerader Abschnitt

In geraden Abschnitten entsteht die Reibkraft bei normaler Gutförderung an den Kontaktstellen (vgl. Abschnitt 4.3.3) zwischen Kette und Führungsschiene (Abb. 3.27).

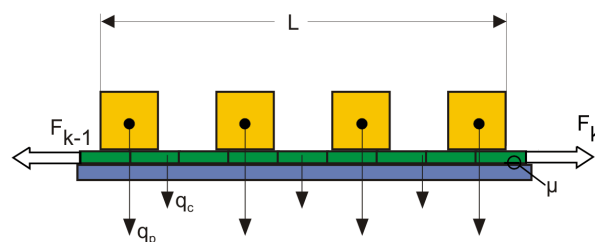


Abb. 3.27: Kräfte im geraden Abschnitt

Als Normalkraft wirken hierbei die Gewichtskräfte von Fördergut und Kette, die üblicherweise als spezifische Massen bzw. Kräfte bezogen auf einen Meter angegeben

werden. Wie in der folgenden Formel zu erkennen ist, werden diese mit der Länge des Abschnitts multipliziert und somit in eine Gesamtgewichtskraft umgerechnet.

$$F_k = F_{k-1} + L \cdot \mu \cdot (q_c + q_p) \quad (3.3)$$

L : Länge des Abschnittes in m

q_c : spezifisches Kettengewicht in N/m

q_p : spezifisches Gutgewicht in N/m

μ : Reibwert zwischen Kette und Gleitschiene

In geneigten Strecken verringert sich die Normalkraft abhängig vom Neigungswinkel β und zur Reibkraft kommt die Komponente der Hangabtriebskraft hinzu (Abb. 3.28):

$$F_k = F_{k-1} + L \cdot (q_c + q_p) \cdot (\mu \cdot \cos \beta + \sin \beta) \quad (3.4)$$

Bei einem Neigungswinkel von 0° (horizontale Strecke) wird $\sin \beta$ zu 0 und $\cos \beta$ zu 1, es ergibt sich erwartungsgemäß wieder die Form von Gleichung 3.3. Beide Beziehungen sind ebenfalls für Abschnitte ohne Fördergut gültig, wie dies etwa im Untertrum der Fall ist, wobei q_p dann 0 wird und somit entfällt.

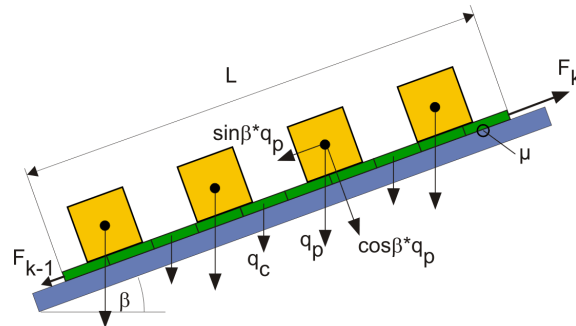


Abb. 3.28: Kräfte im geneigten Abschnitt

Wird der Produktstrom durch einen Anschlag aufgestaut, tritt eine zusätzliche Reibkraftkomponente zwischen Fördergut und Oberseite der Kette auf (Abb. 3.29).

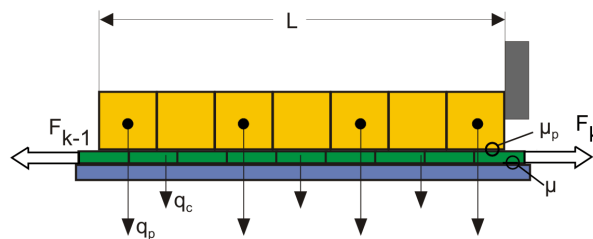


Abb. 3.29: Kräfte beim Staubetrieb

Als Normalkraft wirkt in diesem Fall nur die Gewichtskraft des Gutes, der Reibwert μ_p der Kette gegenüber dem Fördergut ist ein anderer, als der zur Gleitschiene (μ):

$$F_k = F_{k-1} + L \cdot [(q_c + q_p) \cdot \mu + q_p \cdot \mu_p] \quad (3.5)$$

Die Genauigkeit der Gleichungen für gerade Streckenabschnitte konnte bereits bei früheren an der TU Chemnitz durchgeführten Messungen der Kettenzugkraft weitgehend bestätigt werden [Nen00]. Dort wurden jedoch nicht die Auswirkungen div. Belastungen untersucht, auf die in dieser Arbeit in Kap. 5.5.1 eingegangen wird.

Horizontaler Gleitbogen

In kreisbogenförmigen Abschnitten, in denen die Kette mit einer gebogenen Gleitschiene um einen bestimmten Winkel horizontal oder vertikal umgelenkt wird, tritt zusätzlich eine in Richtung des Kurvenmittelpunktes wirkende Radialkraft auf. Sie führt zu einer Reibkraft an der seitlichen Kontaktstelle der Kette zur Gleitschiene auf der Kurveninnenseite (vgl. Kap. 4.2.2), die in der Mechanik als Seil- oder Umschlingungsreibung bezeichnet wird (Abb. 3.30).

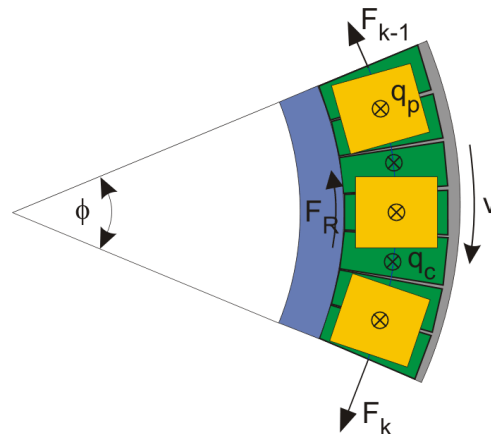


Abb. 3.30: Kräfte Gleitbogen

Da sich die Reibkraft durch die Masse von Gut und Kette und die Umschlingungsreibung gegenseitig beeinflussen, ist die exakte Berechnung der Kettenzugkraft nicht ohne weiteres möglich [Mon79]. Um die Erhöhung der Kettenzugkraft dennoch auf einfache Weise beschreiben zu können, wurden sogenannte Kurven- oder Bogenfaktoren K_α eingeführt. Ein Bogenabschnitt wird zunächst wie ein gerader Abschnitt berechnet, um die Reibkraft durch Gut- und Kettengewicht zu ermitteln. Das Ergebnis wird mit dem Bogenfaktor multipliziert, um den Einfluss der Reibkraft durch die Gewichtskräfte auf die Erhöhung der Seilreibung zu berücksichtigen:

$$F_k = [F_{k-1} + L \cdot (q_c + q_p) \cdot \mu_c] \cdot K_\alpha \quad (3.6)$$

Die Bogenfaktoren werden experimentell bestimmt und stellen das Verhältnis der Kettenzugkräfte am Anfang und am Ende einer Kurve dar. Tab. 3.5 zeigt typische Werte von Bogenfaktoren aus verschiedenen Firmenschriften (z.B. [Bos04, S. 8-23], [Fle95, S. 4 TR] und [AG04, S. 116]), die nur geringe Unterschiede aufweisen.

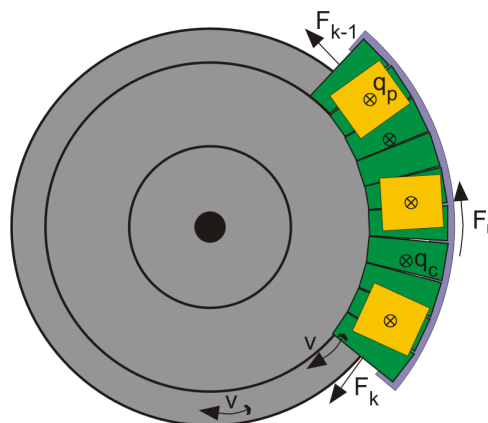
Problematisch erscheint, dass viele Hersteller diese Faktoren ohne Zuordnung zu konkreten Materialpaarungen von Kette und Gleitleiste und folglich Reibwerten angeben. Da die Bogenfaktoren tatsächlich nur für eine konkrete Kombination von Kette, Gleitschiene und Schmierungszustand gültig sind, müssten sie bei jeder Änderung einer dieser Komponenten neu ermittelt werden. Aufgrund der vielen möglichen Kombinationen ist dies jedoch nicht praktikabel. Statt dessen werden die üblichen Faktoren verwendet, so dass ein mehr oder weniger großer Fehler der Zugkraft resultiert. Zu wünschen wäre ein Berechnungsansatz, der ohne Bogenfaktoren auskommt und den Zugkraftverlauf direkt als Funktion des Reibwertes beschreiben kann.

Tab. 3.5: Bogenfaktoren

Winkel	Bogenfaktor
5°	1,05
15°	1,1
30°	1,2
45°	1,3
60°	1,4
90°	1,6
180°	2,6

Bogenrad

Im Unterschied zu Gleitbögen tritt bei Bogenrädern kaum Reibung an der Kurveninnenseite auf. Die Kette wird ohne Relativbewegung vom Rad um die Kurve geführt, so dass nur die (geringe) Lagerreibung des Rades in die Zugkraft eingeht (Abb. 3.31).

**Abb. 3.31:** Kräfte Bogenrad

Lediglich auf der äußeren Seite der Kurve stützt sich die Kette wie bei den anderen Abschnittstypen auf einer Gleitschiene ab, so dass dort Reibkräfte wirken. Demzufolge nimmt auch die Kettenzugkraft beim Durchlaufen eines Bogenrades in deutlich geringerem Maße als im Gleitbogen zu. Da die exakte Aufteilung der Gewichtskräfte von Kette und Fördergut auf das Bogenrad und die äußere Gleitschiene nicht bekannt ist, wird näherungsweise dieselbe Gleichung wie für gerade Abschnitte verwendet:

$$F_k = F_{k-1} + L \cdot (q_c + q_p) \cdot \mu \quad (3.7)$$

Auf eine Wiederholung der Gleichung für geneigte Abschnitte wird verzichtet, da Bogenräder praktisch immer waagrecht betrieben werden. Eine Ausnahme hiervon stellen Klemmförderer zum senkrechten Guttransport dar, in denen Bogenräder zur Realisierung vertikaler Kurven dienen. Für diesen Spezialfall ist die Geradengleichung jedoch nicht anwendbar und in der Literatur konnten dazu keine Berechnungsgrundlagen gefunden werden.

3.5.4 Weitere Einflussgrößen

Im folgenden Kapitel, welches sich mit einer Analyse der Beanspruchungen und Versagensarten von Gleitketten beschäftigt, wird gezeigt, dass im praktischen Einsatz zahlreiche, zeitlich veränderliche Belastungen in verschiedenen Betriebsphasen auftreten. Besonders die zeitliche Häufigkeit einzelner Lastphasen wie Stillstand, Leerlauf, Guttransport, Stau sowie Anfahr-/Haltevorgänge muss offenkundig einen großen Einfluss auf die Haltbarkeit einer Kette haben. Um dies bei der Auslegung zumindest ansatzweise zu berücksichtigen, beziehen manche Hersteller zusätzliche Faktoren in die Rechnung ein. Je nach Hersteller wird die zulässige Zugkraft mit den nachfolgend dargestellten Faktoren entweder multipliziert oder durch diese dividiert.

Anfahrhäufigkeit

Beim Anfahren einer Förderstrecke werden Antrieb und Kette kurzzeitig einer erhöhten Belastung ausgesetzt, die v.a. aus Masseträgheiten, sowie zu überwindender Haftreibung zwischen Kette und Schiene resultiert. Je häufiger diese Anfahrstöße auftreten, desto geringer ist die Lebensdauer der Kette. Derzeit soll dies durch einen Faktor KB, der je nach Hersteller als Betriebs-, Anfahr- oder Servicefaktor bezeichnet wird, abgedeckt werden. Großen Einfluss auf die tatsächliche Höhe der Anfahrkraft hat die Anfahrkennlinie des verwendeten Getriebemotors. Durch Schaltungen zum Sanftanlauf bzw. Frequenzumrichter mit Anfahrrampe lässt sich der Anfahrstoß verringern – wie sich dies auf den Betriebsfaktor auswirkt, gibt jedoch kein Hersteller konkret an. Einige Hersteller beziehen auch Belastung und Geschwindigkeit in den Betriebsfaktor ein. Als Beispiel dafür zeigt Tab. 3.6 die in [Fle95] angegebenen Faktoren.

Tab. 3.6: Servicefaktoren nach [Fle95]

Einsatzbedingungen	KB
Niedrige bis mittlere Geschwindigkeit oder max. 1 Start/Stop pro Stunde	1.0
Max. 10 Starts/Stops pro Stunde	1.2
Max. 30 Starts/Stops pro Stunde	1.4
Hohe Geschwindigkeit, hohe Last oder mehr als 30 Starts/Stops pro Stunde	1.6

Da die genauen Einflüsse von Last, Geschwindigkeit und Anfahrkennlinie des Getriebemotors auf die Anfahrkraft nicht bekannt sind, erscheinen die Servicefaktoren etwas willkürlich festgelegt. Wenn schon die tatsächliche Anfahrbelastung als Folge der genannten Parameter nicht genau ermittelt werden kann, wie sollen dann die Auswirkungen auf die zulässige Kettenzugkraft oder sogar die Lebensdauer eingeschätzt werden? Der Servicefaktor ist somit als pragmatisches Instrument zur Absicherung gegen eine zweifellos erhöhte, quantitativ jedoch unbekannte Anfahrkraft zu werten.

Temperatur

Im Abschnitt über die Eigenschaften thermoplastischer Kunststoffe kam die große Temperaturabhängigkeit der Festigkeit dieser Werkstoffe bereits zur Sprache. Sie betrifft

neben dem E-Modul und der Bruchfestigkeit auch die dynamischen Festigkeitskennwerte und äußert sich in einem kontinuierlichen Absinken der Kennwerte (innerhalb des Gebrauchstemperaturbereichs) bei steigender Temperatur. Viele Hersteller [Bos04], [Fle99], [Int98], [IA99] tragen dieser Tatsache durch einen temperaturabhängigen Faktor K_T Rechnung. Dieser Faktor ist materialspezifisch, da jeder Thermoplast anders auf Temperaturerhöhung reagiert. Abb. 3.32 zeigt als Beispiel Temperaturfaktoren für eine Kette aus Acetal (POM) nach [IA99].

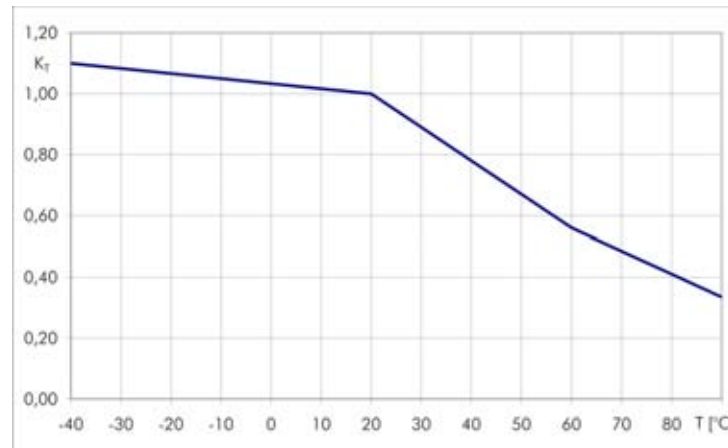


Abb. 3.32: Temperaturfaktor von Acetal nach [IA99]

Mangels näherer Angaben in den Firmenschriften wird vermutet, dass die Temperaturfaktoren anhand der statischen Bruchkräfte bei verschiedenen Temperaturen ermittelt wurden. Fraglich ist, ob sich diese gleichermaßen auf die Festigkeit unter dynamischer Beanspruchung übertragen lassen. Obwohl ähnliche Verhältnisse zu erwarten sind, sollte dies experimentell überprüft werden.

Polygoneffekt

Die Kontur der das Ritzel umschlingenden Kette stellt einen Polygonzug mit einer der Zähnezahl entsprechenden Anzahl von Ecken dar. Bei dessen Rotation ändert sich der wirksame Eingriffsdurchmesser periodisch (Abb. 3.33).

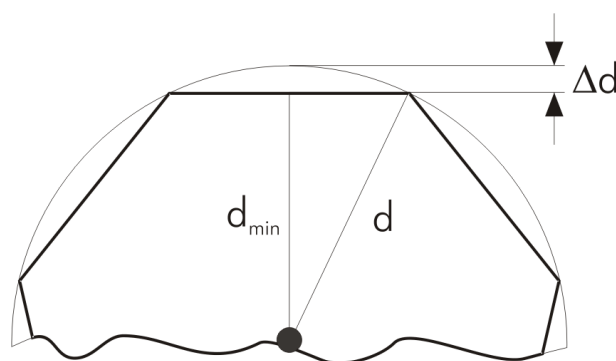


Abb. 3.33: Durchmesserschwankung (Polygoneffekt)

Die Durchmesserschwankung Δd entspricht einer variablen Übersetzung der Drehzahl des Ritzels auf die Kette, deren Geschwindigkeit folglich oszilliert. Dies kann zum

Kippen von Fördergut mit hohem Schwerpunkt und kleiner Grundfläche führen, aber auch Schwingungen und Geräusche im gesamten Fördersystem anregen. Als Maßzahl für diesen sog. Polygoneffekt eignet sich die bezogene Änderung der Geschwindigkeit:

$$PE = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{max}} \quad (3.8)$$

Setzt man die Gleichungen für die maximale:

$$v_{max} = \pi \cdot n \cdot \frac{d_0}{2} \quad (3.9)$$

und minimale Kettengeschwindigkeit:

$$v_{min} = \pi \cdot n \cdot \frac{d_0}{2} \cdot \cos \frac{\pi}{z} \quad (3.10)$$

in Gl. (3.8) ein, erhält man eine nur noch von der Zähnezahl abhängige Beziehung:

$$PE = \left(1 - \cos \frac{\pi}{z}\right) \quad (3.11)$$

Abb. 3.34 verdeutlicht den von Gl. (3.11) beschriebenen Zusammenhang zwischen zunehmender Zähnezahl und sich verringerndem Polygoneffekt grafisch.

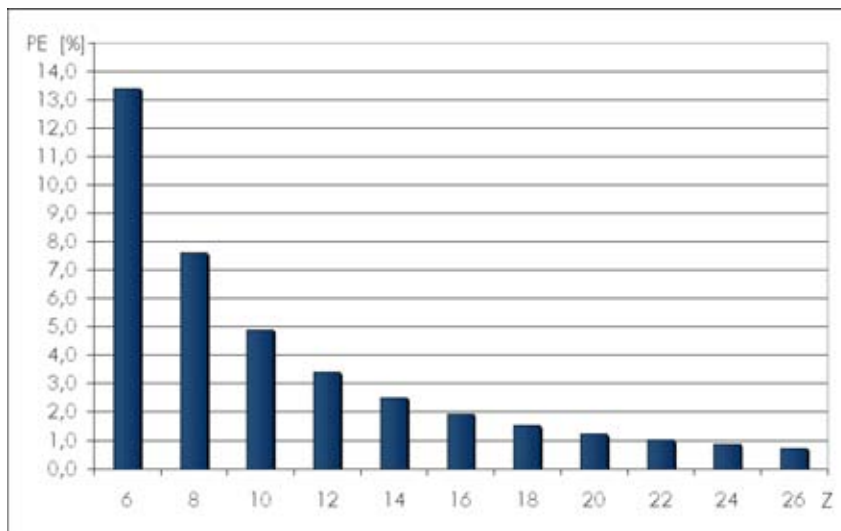


Abb. 3.34: Polygoneffekt als Funktion der Zähnezahl

Bislang empfiehlt nur ein Hersteller von Mattenketten [Int98] die Kontrolle des Polygoneffektes, weil die dort verwendeten Ritzel nur wenige Zähne (z.B. 6) besitzen und entsprechend starke Schwankungen hervorrufen. Trotz der größeren Zähnezahlen der Ritzel in Gleitkettenförderern sind auch diese gelegentlich von unerwünschten Schwingungen des Kettenstrangs betroffen, die durch den Polygoneffekt angeregt werden. Die Berechnung des Polygoneffektes allein genügt jedoch nicht, weil er nichts über die Eigenschaften der Förderstrecke als schwingungsfähiges System aussagt. Dieses wird außerdem durch die Elastizitäten von Ketten und Strecke, die Fördergeschwindigkeit sowie die Dämpfung durch Fördergut bestimmt. Bislang sind aufgrund der zahlreichen Einflussgrößen keine Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung der Eigenfrequenzen eines Gleitketten-Fördersystems bekannt. Angesichts der negativen Auswirkungen eines Betriebs im Bereich der Resonanzfrequenzen (Ruckeln der Kette, Geräuschemission) wären weitere Arbeiten auf diesem Gebiet empfehlenswert.

3.5.5 Dimensionierung des Antriebs

Die meisten Hersteller von Gleitketten-Fördersystemen verkaufen komplette Antriebseinheiten, bestehend aus Motor, Getriebe, Kettenrad, Führungsschienen und Befestigungsteilen. Der Anwender steht vor der Aufgabe, die für seinen Einsatzfall geeignete Einheit auszuwählen. Hierzu ist zunächst die Antriebsdrehzahl n zu berechnen, die zur Erzeugung der gewünschten Fördergeschwindigkeit v benötigt wird. Diese ergibt sich aus wirksamer Zähnezahl des Kettenrades z und Teilung der Kette t :

$$n = \frac{v}{z \cdot t} \quad (3.12)$$

Nachdem eine Antriebseinheit mit passender Drehzahl ausgewählt wurde, ist zu prüfen, ob das vom Hersteller angegebene Moment des Antriebs ausreicht, um die Kette auch unter der größten zu erwartenden Belastung zu bewegen. Hierzu ist die maximale Kettenzugkraft heranzuziehen. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass häufiges Anfahren / Anhalten des Förderers den Antrieb verstärkt beansprucht. Im vorigen Abschnitt wurde darauf hingewiesen, dass eine exakte Berechnung der Anfahrkraft aufgrund der vielen Einflüsse nicht praktikabel ist. Um die erhöhte Belastung zumindest ansatzweise zu berücksichtigen, wird der dort ebenfalls beschriebene Betriebsfaktor in die Berechnung eingebracht. Zur Berechnung des Antriebsmomentes wird neben der Kettenzugkraft der Teilkreisdurchmesser benötigt, der wie folgt berechnet wird:

$$d_0 = \frac{t}{\sin(\pi/z)} \quad (3.13)$$

Das Antriebsmoment wird damit wie folgt berechnet:

$$M = F_{max} \cdot \frac{d_0}{2} \cdot K_B = F_{max} \cdot \frac{t}{2 \sin(\pi/z)} \cdot K_B \quad (3.14)$$

Bleibt das errechnete Moment innerhalb der Herstellervorgaben, wird im nächsten Schritt die Antriebsleistung P anhand folgender Gleichung überprüft:

$$P = F_{max} \cdot v \cdot K_B \quad (3.15)$$

Bei a Kettensträngen je Antrieb ist die Summe der Leistungen aller Stränge zu errechnen, da jeder Strang eine andere maximale Zugkraft aufweisen kann:

$$P = \sum_1^a F_{Max}(a) \cdot v \cdot K_B \quad (3.16)$$

Wird auch die Leistungsspezifikation des Antriebs eingehalten, gilt dieser als geeignet, wobei jedoch keine Aussage über die Haltbarkeit getroffen werden kann. Elektromotor und Getriebe sind so dimensioniert und abgesichert, dass sie als ausreichend robust und langlebig gelten können. Das aus Kunststoff bestehende Kettenrad wird hingegen stark beansprucht, da der erste in die Kette eingreifende Zahn den größten Teil der Antriebsleistung auf die Kette überträgt (S. a. Kap. 4.2.4), wobei die Kontaktfläche zum Pin sehr klein ist. Im Unterschied zu Rollenketten, führt der Pin unter dieser hohen Flächenpressung eine Gleitbewegung auf dem Zahn aus, so dass mit relativ starkem Verschleiß des Ritzels zu rechnen ist. Ein Zahnbruch ist dagegen kaum zu befürchten [Nie86, S. 122], da

der Zahnfuß aufgrund der Zahnkontur einen relativ großen Querschnitt aufweist. Die in den Dauerversuchen festgestellten, starken Verschleißerscheinungen am Kettenrad (vgl. Kap. 6.3.4) bestätigen diese Aussagen. Eine Berechnung bzw. Überprüfung der Flankenpressung erscheint für Kettenräder aus Kunststoff daher angeraten. Voraussetzung dafür ist jedoch die experimentelle Ermittlung zulässiger Pressungen sowie der Verschleißraten in Abhängigkeit von Pressung und Geschwindigkeit.

4 Analyse der Beanspruchungen

4.1 Versagensarten und -ursachen

4.1.1 Überblick

In diesem Abschnitt werden systematisch die Einflüsse betrachtet, die zur Beanspruchung bzw. Schädigung der Gleitkette beitragen, und damit letztendlich zum Versagen des Fördersystems führen können. Ausgehend von dem erarbeiteten Überblick der Versagensarten werden im folgenden Abschnitt die auf die Kette einwirkenden Kräfte untersucht, die wesentlich für die häufigste Versagensursache, den Kettenbruch, verantwortlich sind. Weiterhin wird auf die Betriebsphasen von Gleitketten-Förderern und deren Auswirkung auf die Beanspruchung der Kette eingegangen. Die zeitlichen Verläufe der Beanspruchungen werden in Kap. 5.5.1 (Ergebnisse der Zugkraftmessung) gesondert dargestellt. Die aus den unterschiedlichen Belastungen in gerade Strecken und Kurven resultierenden Abweichungen der Spannungsverteilung im Kettenglied werden durch eine FEM-Analyse sichtbar gemacht.

In der Literatur zur Betriebsfestigkeit und Zuverlässigkeit gibt es verschiedene Vorschläge einer allgemeinen Gliederung von Versagensfällen und -ursachen gemacht. So nennt z.B. [Ber99, S. 290 ff] folgende drei Kategorien von Versagensursachen:

- Ermüdung, Alterung, Verschleiß
- Toleranzausfälle
- Fehler bei Fertigung, Montage, Betrieb der Maschine

Bei Gleitketten ist eine weitere Versagensart festzustellen, die den speziellen Eigenschaften der Kunststoffe geschuldet ist: infolge der geringen Wärmeleitfähigkeit und des niedrigen Schmelzpunktes tritt insbesondere in Gleitbögen bei hohen Geschwindigkeiten und Belastungen eine starke Erwärmung auf, die ab einer gewissen Grenze, in Verbindung mit einem stark ansteigenden Reibwert, zur Zerstörung der Kette durch partielles Aufschmelzen führt. Damit sind folgende Versagensfälle zu unterscheiden:

1. Kettenbruch
2. Verschleiß
3. Teilungsfehler
4. Thermische Zerstörung

Nicht aufgezählt wurden Fehler, die von den an Fertigung, Montage und Betrieb der Gleitketten-Fördersysteme beteiligten Menschen begangen werden. Trotz ihrer Häufigkeit und Bedeutung wird auf diese Fehler hier nicht näher eingegangen, da sie schwer quantifizierbar sind und eher in das Fachgebiet der Arbeitswissenschaften fallen. Die anderen Schadensarten werden im Folgenden ausführlicher beschrieben.

4.1.2 Kettenbruch

Unter „normalen Umständen“, d. h. ohne zusätzliche Einwirkung aggressiver Medien oder abrasiver Partikel, ist die häufigste Versagensursache bei Kunststoffketten der Kettenbruch. Ein Kollektiv dynamischer Kräfte unterschiedlicher Frequenz und Amplitude belastet und ermüdet die Kette. Zusätzlich zur periodischen Belastung durch diverse Kräfte (vgl. Kap. 4.3) bei jedem Umlauf unterliegen die Ketten auch stochastisch auftretenden, stoßhaften Kräften durch Anfahrvorgänge, Übergabe von Fördergut oder plötzlichen Produktstau. Die genannten, zeitlich wechselnden Lastkollektive kennzeichnen die sehr komplexe Belastungssituation der Gleitketten im praktischen Einsatz, deren genaue Beschreibung nur mit statistischen Mitteln (Klassifikation, Belastungshäufigkeitsfunktionen etc.) möglich ist.

Die statische und dynamische Festigkeit der Kettenglieder, die bereits im Neuzustand, abhängig von konstruktiver Gestaltung und Verarbeitungsparametern, eine gewisse Streuung aufweist, sinkt aufgrund dieser Belastungen mit zunehmender Betriebsdauer. Darüber hinaus führen weitere Faktoren, unabhängig von der mechanischen Belastung, zur Verminderung der Festigkeit. Bereits unter dem Einfluss üblicher Umgebungsbedingungen altern Kunststoffe durch verschiedenen Mechanismen des Abbaus der Polymerketten. Dies wird durch schädigende Umgebungsbedingungen wie Wärme, UV-Strahlung oder reaktiven Medien weiter beschleunigt. In dem auf die dynamische Belastung übertragenen Stress-Strength-Modell (vgl. Kap. 3.4.2) zeigt sich der Festigkeitsabfall durch eine Verschiebung der Verteilungskurve der Festigkeiten in Richtung der Beanspruchungskurve. Mit wachsender Überschneidung beider Funktionen steigt die Ausfallwahrscheinlichkeit und die Lebensdauer nimmt ab.

4.1.3 Verschleiß

Eine weitere wesentliche Versagensursache ist Verschleiß an den Reibstellen der Gleitkette. Dabei ist zu unterscheiden zwischen Verschleiß an der Tragplatte (Abb. 4.1 links), am Pin und dessen Kontaktbereich (Abb. 4.1 mitte) sowie an den seitlichen Kontaktstellen des Kettengrundkörpers zu Gleitbögen (Abb. 4.1 rechts) [ano87].

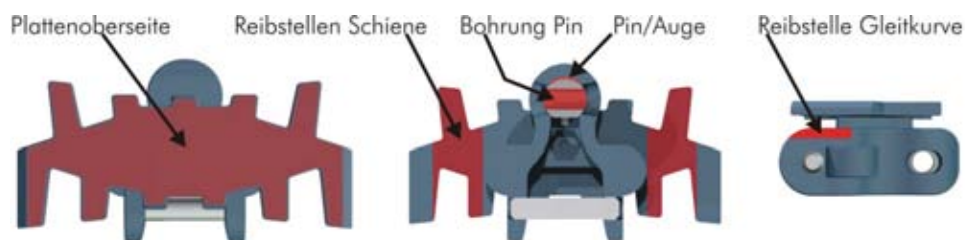


Abb. 4.1: Verschleißstellen an Gleitketten

Der Verschleiß am Pin und dessen Kontaktstelle am Kettenauge trägt zur Zunahme des Teilungsfehlers bei (S.a. 4.1.4). Er tritt verstärkt dann auf, wenn die Förderstrecke viele Kurven mit engen Kurvenradien enthält, wodurch der Pin mit einem großen Winkel hin- und herschwenken muss (vgl. 4.2.2). Wird durch harte Einsatzbedingungen, wie

scharfkantiges Fördergut oder abrasive Medien (Sand, Staub, Späne etc.), ein überdurchschnittlich starker Verschleiß hervorgerufen, kann ein vorzeitiger Austausch der Kette erforderlich werden. Die Kette bricht zwar nicht, aber sie muss dennoch ersetzt werden, weil entweder die Platten zu stark abgeschliffen wurden oder weil durch Verschleiß im Gelenk der Teilungsfehler zu groß wird. Beide Fälle lassen sich in die allgemeine Klasse der Toleranzausfälle einordnen.

Für bestimmte Maschinenelemente wie z.B. Gleitlager gibt es Berechnungsansätze zur Abschätzung der Verschleißlebensdauer. Eine Übertragung auf die konkreten Kontaktverhältnisse zwischen Gleitschiene und Kette ist nur denkbar, wenn vorher die auftretenden Verschleißraten für die div. Materialpaarungen in (zeitaufwendigen) Versuchsreihen ermittelt worden sind. Auch die Verschleißlebensdauer stellt einen statistischen Wert dar [Fle80, S. 157], so dass die Betriebszeit bis zum Erreichen der Verschleißgrenze eine Zufallsgröße mit entsprechender Streubreite darstellt. Derzeit sind für Kunststoff-Gleitketten keine theoretischen und experimentellen Grundlagen zur Abschätzung der Verschleißlebensdauer bekannt.

4.1.4 Teilungsfehler

Mit zunehmender Betriebsdauer längen sich Kunststoff-Gleitketten. In der Einlaufphase einer neuen Kette ist diese Längung stärker ausgeprägt, sinkt danach jedoch auf eine geringere Rate. Eine Hauptursache dieser Längenzunahme wurde bereits im vorherigen Abschnitt genannt: durch Relativbewegung zwischen Pin und Kette bzw. Bolzen in horizontalen und vertikalen Kurven (dazu zählen auch Antrieb und Umlenkung) tritt Reibung und damit auch Verschleiß am Pin auf. Im viskoelastischen Materialverhalten der Kunststoffe liegt eine weiterer Grund für die Kettenlängung. Vor allem bei großer Zugkraft und Belastungsdauer (lange Strecken, geringe Geschwindigkeiten) bleibt ein Teil der Verformungen irreversibel (viskoses Fließen, Kriechen).

Beide Effekte zusammen tragen dazu bei, dass die Teilung der Kette (Abstand von Bolzen zu Bolzen) mit der Laufzeit zunimmt. Es entsteht ein Teilungsfehler, der die Zunahme der Teilung in % gegenüber dem Ausgangswert kennzeichnet. Damit weiterhin eine Kraftübertragung vom Antriebskettenrad erfolgen kann, muss die Kette aufsteigen - die Kontaktstellen zu den Zähnen verlagern sich dabei in Richtung Zahnkopf, wodurch der Teilungsfehler zunächst kompensiert wird. Übersteigt er jedoch ein bestimmte Grenze (z.B. 3%), läuft die Kette zu weit außen auf den Zähnen und beginnt überzuspringen. Abgesehen von der entstehenden Geräuschbelästigung ist ein sicherer Antrieb des Förderers dann nicht mehr gewährleistet und die Kette muss ersetzt werden. Eine rechnerische Abschätzung der zeitlichen Entwicklung des Teilungsfehlers ist derzeit nicht möglich. Aufgrund der beiden sich überlagernden Ursachen (Verschleiß und Kriechen), die abhängig von Einsatz- und Betriebsbedingungen mit unterschiedlicher Gewichtung zum Einsatz kommen, ist dies auch grundsätzlich mit Schwierigkeiten verbunden. Darüber hinaus fehlen entsprechende Kennwerte wie Verschleißraten oder Kriechgeschwindigkeiten.

4.1.5 Thermische Zerstörung

Wie in Kap. 3.3.1 angeführt, sind thermoplastische Kunststoffe generell durch im Vergleich zu Stählen deutlich geringere Wärmeleitfähigkeit und niedrigere Schmelztempe-

ratur gekennzeichnet. Zudem zeigen sie bereits bei vergleichsweise geringen Temperaturerhöhungen einen starken Festigkeitsabfall. Unter ungünstigen Bedingungen kann das Zusammenspiel dieser Eigenschaften eine thermische Zerstörung der Ketten zur Folge haben.

Dieses Versagensbild zeigt sich bei hohen Belastungen und Fördergeschwindigkeiten vor allem in Gleitbögen, insbesondere wenn diese als massive Kunststoffplatten mit eingefräster Führungsbahn ausgeführt sind (vgl. Kap. 3.2.3). Aber auch bei der verbreiteteren Variante des Führungssystems mit Aluminiumprofil und daran befestigten Kunststoff-Gleitschienen kann dieses Problem auftreten. Durch die Kurvenreibung in Gleitbögen (vgl. Kap. 4.2.2) entsteht an einer kleinen Kontaktfläche viel Reibungswärme, die aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeit der Kunststoffe nur langsam abgeleitet wird, so dass eine starke Erwärmung auftritt. Bei höheren Temperaturen nimmt jedoch bei vielen Paarungen von Kunststoffen der Reibwert zu, was einen noch größeren Wärmeeintrag verursacht. Wird ein bestimmter Grenzwert der Erwärmung überschritten, schmelzen die Reibflächen aufgrund dieses Aufschaukelns von Erwärmung und Reibwert in kurzer Zeit auf, so dass Kette und Schiene unbrauchbar werden. Einige Hersteller geben Grenzwerte für Zugkraft und Geschwindigkeit an, welche dies verhindern sollen. Eine Berechnung der Erwärmung bzw. der Grenzlasten ist bislang nicht möglich.

4.2 Belastungsmodell

4.2.1 Gerader Abschnitt

In diesem und den folgenden Abschnitten wird ein Modell der Kräfte erarbeitet, denen ein Kettenglied beim Durchlaufen der verschiedenen Streckentypen ausgesetzt wird. Durch Vergleich der resultierenden Spannungszustände werden dann Unterschiede herausgearbeitet, die wesentliche Auswirkungen auf die Lebensdauer einer Kette beim Dauerbetrieb in unterschiedlichen Streckenführungen erwarten lassen.

Im einfachsten Belastungsfall, dem geraden Abschnitt, wirken bei normalem Guttransport drei unterschiedliche Kräfte bzw. Kräftepaare auf die Kette (Abb. 4.2.1).

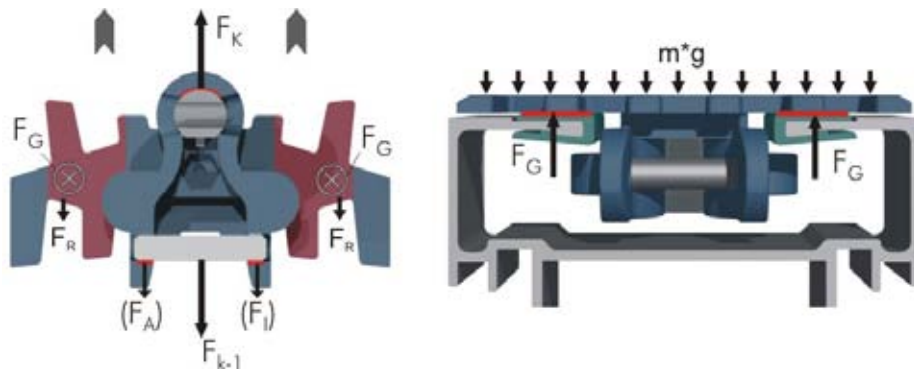


Abb. 4.2: Modell der Kräfte auf ein Kettenglied in geraden Strecken

Senkrecht zur Plattenoberseite wirkt die Gewichtskraft F_G von Kette und Gut:

$$F_G = g \cdot (m_{Gut} + m_{Kette}) \quad (4.1)$$

Diese ruft aufgrund des Reibwertes μ an den Kontaktstellen zwischen Plattenunterseite und Führungsschiene eine der Bewegung der Kette entgegengerichtete Reibkraft F_R hervor:

$$F_R = F_G \cdot \mu \quad (4.2)$$

Um diese Reibkraft F_R erhöht sich die Kettenzugkraft F_k am Ende des Gliedes:

$$F_k = F_{k-1} + F_R = F_{k-1} + \mu \cdot g \cdot (m_{Kette} + m_{Gut}) \quad (4.3)$$

Im Staubetrieb entsteht zusätzlich eine Reibkraft zwischen dem Fördergut und der Oberseite der Platte, die aus Gründen der Übersicht in der Grafik nicht mit dargestellt ist. Der Reibwert μ_P zwischen Gut und Kette ist im Regelfall ein anderer als zwischen Kette und Führung:

$$F_k = F_{k-1} + \mu \cdot g \cdot (m_{Kette} + m_{Gut}) + \mu_P \cdot g \cdot m_{Gut} \quad (4.4)$$

Da alle Reib- und Zugkräfte in einer Richtung wirken, stellt sich ein symmetrischer Kraftfluss über die linke und rechte Kettenlasche ein:

$$F_A = F_I = \frac{F_{k-1}}{2} \quad (4.5)$$

Eine kurze Beispielrechnung soll nun verdeutlichen, wie typischerweise die Größenverhältnisse zwischen der (maximalen) Kettenzugkraft und den am einzelnen Kettenglied angreifenden Reibkräften sind. Gegeben sei:

- Masse eines Gutstückes $m_{Gut} = 15 \text{ kg}$
- Länge eines Gutstückes $l = 300 \text{ mm}$
- Masse eines Kettengliedes $m_{Kette} = 0,06 \text{ kg}$
- Reibwert Kette/Schiene $\mu = 0,3$
- Kettenteilung $t = 30 \text{ mm}$
- zulässige Zugkraft $F_{zul} = 1000 \text{ N}$

Das für Kunststoffketten bereits relativ schwere Gutstück liegt auf $l/t = 10$ Kettengliedern auf. Folglich wirkt $1/10$ der Gewichtskraft des Gutstückes auf ein Kettenglied ein:

$$F_G = g \cdot (m_{gut} + m_{kette}) = 9,81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} * (1,5 + 0,06) \text{kg} = 15,3 \text{N} \quad (4.6)$$

Multipliziert man F_G mit dem Reibwert $\mu = 0,3$ nach Gl. 4.2 ergibt sich $4,6 \text{ N}$ als am betrachteten Kettenglied wirkende Reibkraft. Sie beträgt gegenüber der Kettenzugkraft, die bis $F_{zul}=1000 \text{ N}$ betragen darf, weniger als 1%:

$$\frac{F_R}{F_{zul}} = \frac{4,6}{1000} = 0,0046 = 0,46\% \quad (4.7)$$

Die am einzelnen Kettenglied infolge des Gutgewichtes angreifende Reibkraft kann folglich bei der Betrachtung des Belastungszustandes vernachlässigt werden. Damit erscheint für gerade Strecken die Annahme eines einachsigen Spannungszustandes im Kettengrundkörper gerechtfertigt. Die an der Platte angreifenden Reibkräfte sind so gering, dass sie keinen wesentlichen Einfluss auf den Spannungszustand haben.

4.2.2 Horizontale Kurve

Damit die Kette eine Kurve beschreiben kann, müssen sich die in der Kurve befindlichen Glieder um einen bestimmten Winkel ϵ zueinander verdrehen, der sich aus der Teilung t der Kette und dem Kurvenradius r ergibt:

$$\epsilon = \arcsin\left(\frac{t}{2 \cdot r}\right) \quad (4.8)$$

Unmittelbar vor dem Einlaufen eines Kettengliedes in die Kurve schwenkt dessen Pin aufgrund der Richtungsänderung des vorauslaufenden Gliedes. Dadurch tritt kurzzeitig eine Reibkraft F_{RS} zwischen Pin und Kettenauge auf, die den vorderen Teil des Kettengliedes stoßartig in Richtung Kurvenmitte drückt (Abb. 4.3).

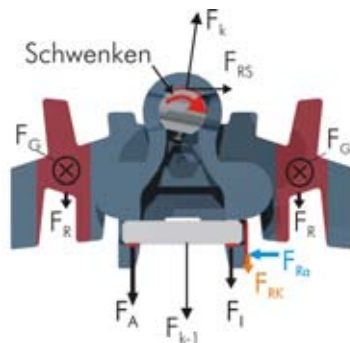


Abb. 4.3: Schwenkkräfte

Beim Verlassen der Kurve erfolgt die Schwenkbewegung in umgekehrter Richtung, wodurch die Reibkraft ebenfalls umgekehrt wird. Bei exakter Betrachtung handelt es sich um ein Reibmoment, das an der zylindrischen Kontaktfläche zwischen Pin und Kettenauge angreift. Eine näherungsweise Auffassung als einzelne Reibkraft, die am Mittelpunkt der Kontaktfläche angreift, vereinfacht jedoch die Berechnung bei nur geringem Genauigkeitsverlust. Die Schwenkkraft F_{RS} ergibt sich dann näherungsweise aus dem Reibwert μ_{Pin} zwischen Pin und Kette sowie der Kettenzugkraft:

Bei den üblichen Reibwerten von 0,2 - 0,3 beträgt sie also zwischen 20 und 30% der Zugkraft. Durch die senkrechte Wirkrichtung von F_{RS} zur Zugkraft F_{k-1} wird das betroffene Kettenglied asymmetrisch beansprucht, wobei in der äußeren Lasche höhere Spannungen auftreten. Nach dem Einschwenken ist der erforderliche Winkel ϵ erreicht und bleibt bis zum Ende der Kurve bestehen, ebenso wie der resultierende Belastungszustand. Dieser ist dadurch gekennzeichnet, dass die Zugkräfte an beiden Seiten der Kette F_k und F_{k-1} um ϵ geneigt sind und dadurch eine Radialkraft F_{Ra} hervorrufen, die wiederum die Kurvenreibkraft F_{RK} verursacht (Abb. 4.4).

Wie in der Abbildung dargestellt, teilt sich die Zugkraft unsymmetrisch auf Innen- (F_I) und Außenlasche (F_A) des Kettengrundkörpers auf - in Kap. 4.4 wird dies mittels einer FEM-Simulation näher untersucht. Zunächst soll aber noch eine Gleichung zur vereinfachten Berechnung der Radialkraft aus der Kettenzugkraft angegeben werden.

Bei der Aufstellung dieser Gleichung wird zur Erhöhung der Übersichtlichkeit die Reibkraft durch die Gewichtskraft von Gut und Kette vernachlässigt – dass dies zulässig

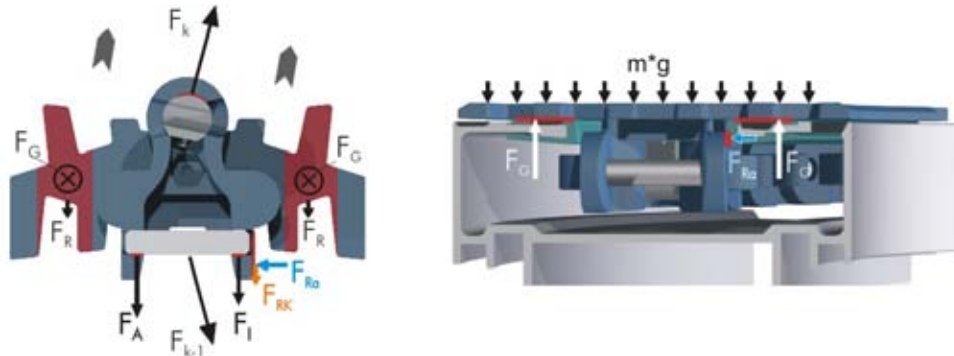


Abb. 4.4: Modell der Kräfte auf ein Kettenglied in einer horizontalen Kurve

ist, wurde im vorigen Abschnitt demonstriert. Damit ergeben sich folgende Gleichungen für das Kräftegleichgewicht in horizontaler und vertikaler Richtung:

$$\uparrow : F_{k-1} \cdot \cos \epsilon + F_{RK} = F_k \cdot \cos \epsilon \quad (4.9)$$

$$\Rightarrow : F_{k-1} \cdot \sin \epsilon + F_k \cdot \sin \epsilon = F_{Ra} \quad (4.10)$$

In die Aufstellung des Momentengleichgewichtes muss die Geometrie des Kettengrundkörpers (Teilung t und Breite b) gemäß Abb. 4.5 mit einbezogen werden.

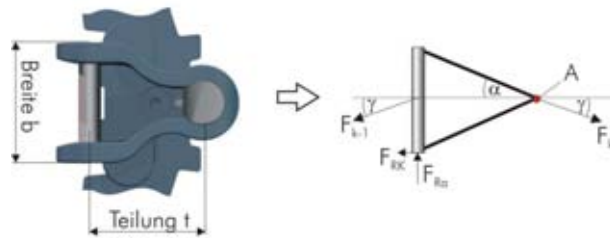


Abb. 4.5: Parameter der Kettengeometrie

Das Gleichgewicht der Momente um den (rot markierten) Punkt A lautet:

$$\circlearrowleft : F_{k-1} \cdot \sin \epsilon \cdot t = F_{Ra} \cdot t + \frac{F_{RK} \cdot b}{2} \quad (4.11)$$

F_{Ra} ruft in Verbindung mit dem Reibwert μ die Kurvenreibungskraft F_{RK} hervor:

$$F_{RK} = F_{Ra} \cdot \mu \quad (4.12)$$

Durch Umstellen von 4.12 ergibt sich die Radialkraft F_{Ra} als Funktion von F_{k-1} :

$$F_{Ra} = \frac{F_{k-1} \cdot \sin \epsilon \cdot t}{t + \frac{\mu \cdot b}{2}} \quad (4.13)$$

Für die Zugkraft F_k an der Spitze des Kettengliedes erhält man aus (4.10) bzw. (4.11):

$$F_k = F_{k-1} + \frac{F_{RK}}{\cos \epsilon} = \frac{F_{Ra}}{\sin \epsilon} - F_{k-1} \quad (4.14)$$

Die gezeigten Gleichungen dienen der vereinfachten Berechnung von Radialkraft und Kettenzugkraft an einem einzelnen Kettenglied. Sie eignen sich nicht für die Berechnung der Zugkraftherhöhung über mehrere Glieder einer gesamten Kurve hinweg, da eingangs die Reibkraft durch das Gewicht von Fördergut und Kette vernachlässigt wurde. In Abschnitt 6.2.3 werden Gleichungen unter Einbeziehung dieser Reibkräfte hergeleitet, die eine Berechnung des Zugkraftverlaufs von Kurven erlauben.

4.2.3 Vertikale Kurve

In vertikalen Kurven werden die Kettenglieder um die Achse der Kettenbolzen nach oben oder unten zueinander verdreht. Ebenso wie in der horizontalen Kurve, entsteht dadurch eine Radialkraft, die aber in diesem Fall an anderen Stellen des Gliedes übertragen wird. Generell werden die Kettenglieder durch die Radialkraft zur Kurvenmitte hin gezogen. In konvexen Kurven wird die Platte stärker an die Gleitschiene herangepresst (unterer Kettenstrang in Abb. 4.6), in konkaven halten dagegen unterhalb der Gleitschiene angeordnete Elemente an den Kettengliedern diese im Führungssystem.

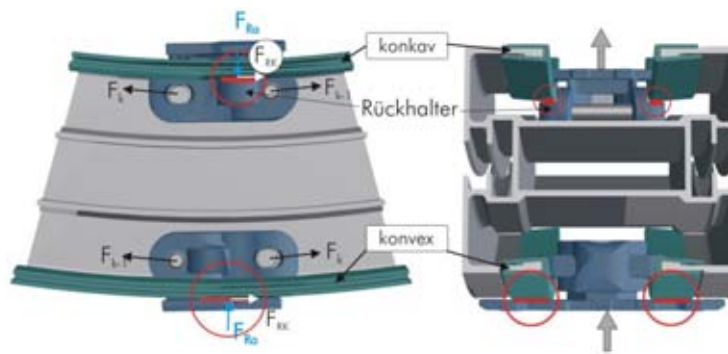


Abb. 4.6: Kontaktbereiche im vertikalen Gleitbogen

Die Größe der Reibkräfte an den rot markierten Stellen ist in konkaven und konvexen Kurven nur von der Radialkraft abhängig, die ihrerseits vom Verhältnis zwischen Kettenteilung und Kurvenradius bzw. dem Knickwinkel ϵ (vgl. Kap. 4.2.2) bestimmt wird. Der Knickwinkel ϵ bezeichnet bei der vertikalen Kurve jedoch die Verdrehung um den Bolzen anstatt des Pins.

Folgende Beziehungen lassen sich aufstellen:

$$F_{Ra} = F_{k-1} \cdot \sin \epsilon + F_k \cdot \sin \epsilon \quad (4.15)$$

$$F_k = F_{k-1} + \frac{F_{RK}}{\cos \epsilon} = \frac{F_{Ra}}{\sin \epsilon} - F_{k-1} \quad (4.16)$$

Im Unterschied zu horizontalen Kurven teilen sich die Spannungen auf beide Laschen gleich auf. Die Radialkraft beansprucht das Kettenglied jedoch auf Biegung (Abb. 4.7).

Aufgrund der üblicherweise relativ großen Radien vertikaler Kurven sind Knickwinkel ϵ und Radialkraft aber klein. In Verbindung mit dem kleinen Hebelarm von ca. $t/2$ ergibt sich ein vernachlässigbar kleines Biegemoment. Somit kann für vertikale Kurven in guter Näherung ein einachsiger Spannungszustand angenommen werden.

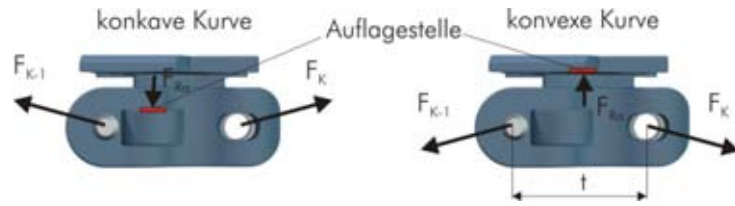


Abb. 4.7: Biegung in vertikaler Kurve

4.2.4 Antrieb

Die Zugkraft in der Kette erreicht kurz vor dem Einlaufen in den Antrieb ihr Maximum. Der Motor muss über das Kettenrad ein entsprechend großes Antriebsmoment auf die Kette übertragen. Unter Vernachlässigung des selten verwendeten Bogenradantriebes lassen sich zwei Varianten der Krafteinleitung vom Kettenrad auf die Kette unterscheiden. Bei der ersten wirkt das Kettenrad auf die Pins, bei der zweiten auf stiftförmige Elemente (verlängerte Bolzen) direkt an der Kette ein. Die Kontaktbereiche von Kette und Kettenrad sind jedoch in beiden Fällen prinzipiell gleich: ein zylindrisches Element an der Kette wird von einer um einen bestimmten Winkel geneigten ebenen Fläche am Kettenrad, die sich zwischen den Rundungen am Zahnfuß und -kopf befindet, angetrieben. Die selben Verhältnisse sind auch bei der Kraftübertragung zwischen Rollenkette und Kettenrad gegeben, die in [Aut83, S. 73ff.] ausführlich dargestellt ist. Die für die Belastung der Kette wesentlichen Kräfte zeigt Abb. 4.8.

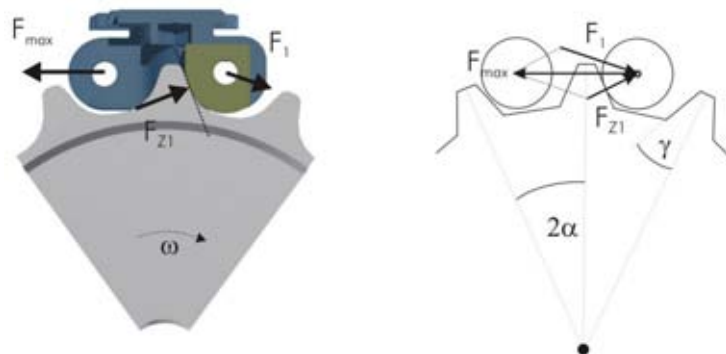


Abb. 4.8: Kräfte am Antrieb

An der Kraftübertragung sind alle im Umschlingungswinkel liegenden Zähne mit einem bestimmten Betrag beteiligt. Die Kettenzugkraft wird dabei von Zahn zu Zahn nach einer geometrischen Reihe abgebaut. Aus dem Kräftegleichgewicht an den Gelenken (Bolzen) läßt sich der dabei wirksame Abbaufaktor f_a ermitteln [Fro71, S.554]:

$$f_a = \sin \frac{\gamma_w}{\sin(2\alpha + \gamma_w)} \quad (4.17)$$

Darin ist γ_w der wirksame Flankenwinkel, der sich aus der Differenz von Flankenwinkel γ und einem Winkel infolge des Zahnluftspiels δ_z ergibt, und α der Teilungswinkel π/z . Die Zugkraft im i -ten eingelaufenen Kettenglied berechnet sich nach:

$$F_i = F_{max} \cdot \sin \frac{(\alpha + \gamma_w - \phi)}{\sin(2\alpha + \gamma_w)} \cdot f_a^{(i-1)} ; -\alpha \leq \phi \leq \alpha \quad (4.18)$$

Gl. (4.18) beschreibt auch den Einlaufvorgang, bei dem ϕ einen Wertebereich von $-\alpha$ bis $+\alpha$ durchläuft. Zur Ermittlung der Restkraft des vollständig eingelaufenen Kettengliedes ist $\phi = \alpha$ zu setzen. Den Abbau der Kettenzugkraft beim Eingriff in ein typisches Kettenrades mit 12 Zähnen und einem Flankenwinkel von 15° zeigt Abb. 4.9.

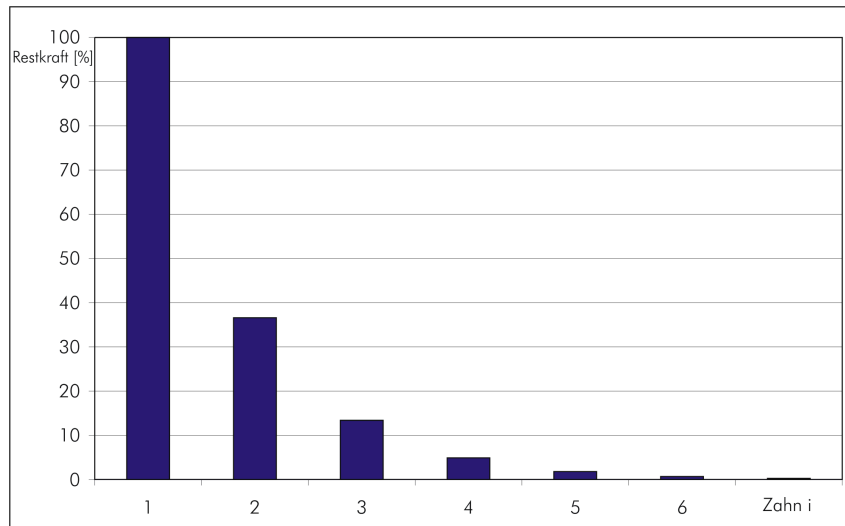


Abb. 4.9: Abbau der Kettenzugkraft beim Eingriff ins Kettenrad

Das Diagramm verdeutlicht, dass der erste eingreifende Zahn mehr als 60% der maximalen Kettenzugkraft übertragen muss, da die Restzugkraft im zweiten Kettenglied unter 40% liegt. Im vierten eingelaufenen Kettenglied sind nur noch 5% der Anfangszugkraft vorhanden. Da sich die in Abb. 4.8 gezeigten Kraftkomponenten im Bolzen überlagern, liegt die auf das Kettenglied einwirkende Resultierende koaxial zur eingangs wirkenden Zugkraft. Somit kann angenommen werden, dass die Kettenglieder auch beim Durchlaufen des Kettenrades angenähert eine Zugbelastung erfahren.

4.3 Betriebsphasen

Soll die Lebensdauer eines Bauteils anhand einer dynamisch-zeitfesten Auslegung abgeschätzt werden, sind nicht nur Art und Höhe der mechanischen Beanspruchung, sondern auch deren zeitliche Verläufe und Häufigkeiten zu berücksichtigen. Im vorherigen Abschnitt wurde gezeigt, dass Spannungszustand und Zugkraftverlauf von den durchlaufenen Streckenelementen abhängen. Der Maximalwert der Zugkraft wird jedoch darüber hinaus ganz wesentlich von Gewicht und Menge des zu bewegenden Fördergutes bestimmt, die in den meisten Anwendungsfällen zeitlich veränderlich sind. Oft handelt es sich nur um eine Art von Stückgut (d.h. konstante Gutmasse), aber die Anzahl der gerade beförderten Stücke schwankt, was diskontinuierlichen Abläufen vor- und nachgelagerter Anlagen (Fertigung, Prüfung, Verpackung etc.) geschuldet ist. Versucht man, die wechselnden Fördergut-Anzahlen zu klassifizieren, lassen sich grundsätzlich folgende Betriebszustände unterscheiden:

- Stillstehende Förderstrecke

- Anfahr-/Haltevorgänge
- Förderer in Betrieb
 - leer laufende Kette (kein Fördergut)
 - Transport von Fördergut
 - Stauförderung (Fördergut wird festgehalten)

Mit diesen Betriebsphasen gehen verschieden starke Beanspruchungen der Kette einher. Im Stillstand wirkt nur eine eventuelle statische Restzugkraft, die durch Reibkräfte aufrecht erhalten wird. Da jedoch keine Lastwechsel stattfinden, vermindert sie die Lebensdauer der Kette nicht. Beim Anfahren der Anlage müssen diverse Haftreibungskräfte überwunden werden, so dass kurzzeitig höhere Kräfte als im normalen Betrieb auftreten können. Dies hängt jedoch von der Art des verwendeten Antriebs ab. Frequenzumrichter mit Anlauframpe reduzieren den Anfahrstoß weitgehend.

Die bei laufender Förderstrecke wirkenden Belastungen umfassen einen weiten Bereich – sie sind bei leer laufender Kette am geringsten, steigen beim Guttransport proportional zur beförderten Gutmasse und erreichen ihren Maximalwert, wenn das Fördergut zusätzlich aufgestaut wird. Jedem dieser Belastungswerte ist jedoch im Wöhlerdiagramm eine andere ertragbare Lastspielzahl zugeordnet. Die Lebensdauer einer Gleitkette ergibt sich aus der Gesamtheit der verschiedenen Belastungen und ertragbaren Lastspielzahlen. Eine Abschätzung der Lebensdauer bei mehrstufiger Belastung ermöglicht das in Kap. 3.4.2 vorgestellte Konzept der linearen Schadensakkumulation. Voraussetzung dafür ist eine Klassifizierung der Belastungswerte und die Ermittlung der relativen Häufigkeiten der Klassen (Zeitanteil einer Klasse je Bezugszeitraum). In Kap. 6.3 wird ein darauf beruhendes Verfahren zur Abschätzung der Lebensdauer von Gleitketten unter Beachtung der Betriebszustände vorgeschlagen.

4.4 FEM-Analyse

4.4.1 Voraussetzungen

Um zu klären, wie sich die unterschiedlichen Belastungszustände in Geraden und Kurven auf die Beanspruchung des Kettengliedes auswirken, wurde ein diesen Belastungen unterworfenen Kettenglied mit der FEM untersucht. Zur genaueren Modellierung der Kraftübertragung auf das Kettenglied wurden auch Pin, Bolzen und Gleitschienen über Kontaktbedingungen in die Berechnung einbezogen. Folgende Annahmen bzw. Kennwerte liegen den Berechnungen zu Grunde:

- Kette mit 30 mm Teilung und 65 mm Gesamtbreite
- Radius horizontaler Kurven 150 mm
- Zugkraft 1250 N, E-Modul 2700 N/mm², Querkontraktionszahl ν 0,35

Die Kräfte wurden entsprechend der Belastungsmodelle für gerade Strecken und Kurven festgelegt. Folgende Lastfälle wurden untersucht:

- 1 - Gerade Strecke, nur Zugkraft
- 2 – Kurvenfahrt, zusätzliche Radialkraftkomponente
- 3 - Schwenken des Pins am Übergang Gerade/Kurve, zusätzliche Schwenkkraft

Die gegenüber der Zugkraft bzw. davon abhängigen Kräften relativ kleinen Reibkräfte wurden bei der Simulation vernachlässigt (vgl. Kap. 4.2.2). Der erforderliche Mehraufwand bei der Simulation hätte keine wesentlich genaueren Ergebnisse gebracht. Die verwendeten Modelle und Randbedingungen zeigen Abb. 4.10 und 4.11.

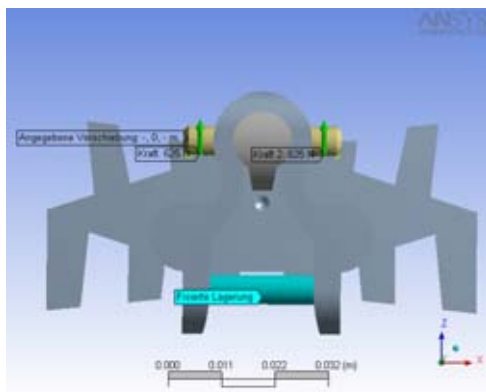


Abb. 4.10: FEM-Modell Gerade

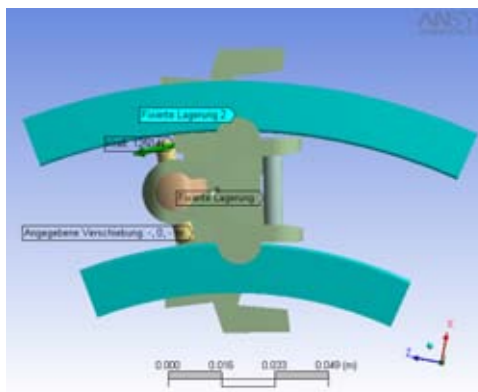


Abb. 4.11: FEM-Modell Kurve

4.4.2 Ergebnisse

Bei der reinen Zugbelastung in Lastfall 1 stellte sich erwartungsgemäß eine symmetrische Spannungsverteilung ein. Die Gebiete höchster Belastung befinden sich im vorderen Teil der Kette neben dem Langloch für den Bolzen (Abb. 4.12).

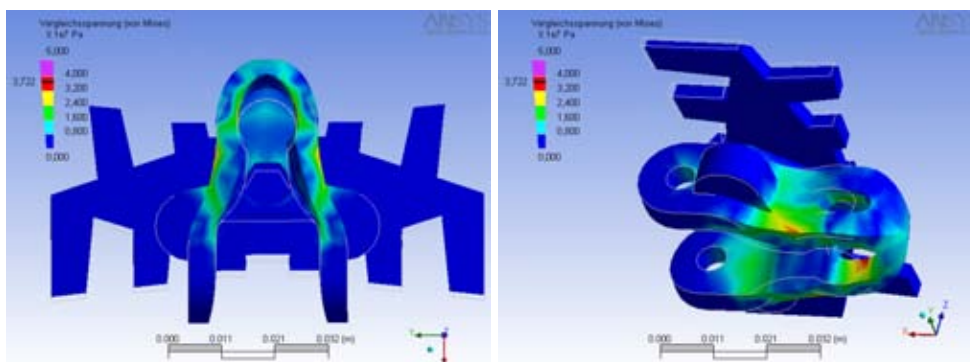


Abb. 4.12: Spannungsverteilung Gerade

Zur besseren Sichtbarkeit der Spannungen im Kettenglied wurden Bolzen, Pin und Gleitleiste ausgeblendet. Die höchsten Spannungswerte liegen bei unter 40 N/mm^2 . Infolge der Radialkraft bei normaler Kurvenfahrt stellt sich eine schräge Verzerrung des Vorderteils, sowie unsymmetrische Spannungsverteilung ein (Abb. 4.13).

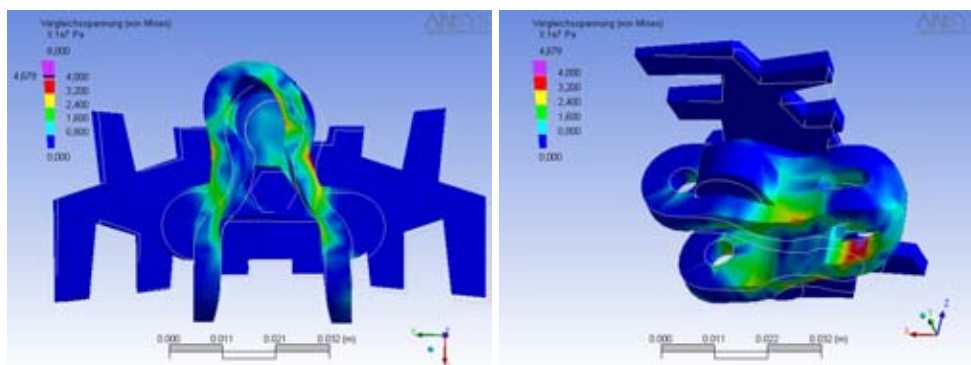


Abb. 4.13: Spannungsverteilung bei der Kurvenfahrt

Die kurvenabgewandte Seite der Kette wird stärker belastet, wobei die Spannungen aber nicht wesentlich über denen in der Geraden liegen. Bei der Simulation des Einschwenkes, das eine zum Kurvenmittelpunkt zeigende Kraft am vorderen Teil der Kette bewirkt, verstärken sich Asymmetrie und Höhe der Spannungen (Abb. 4.14).

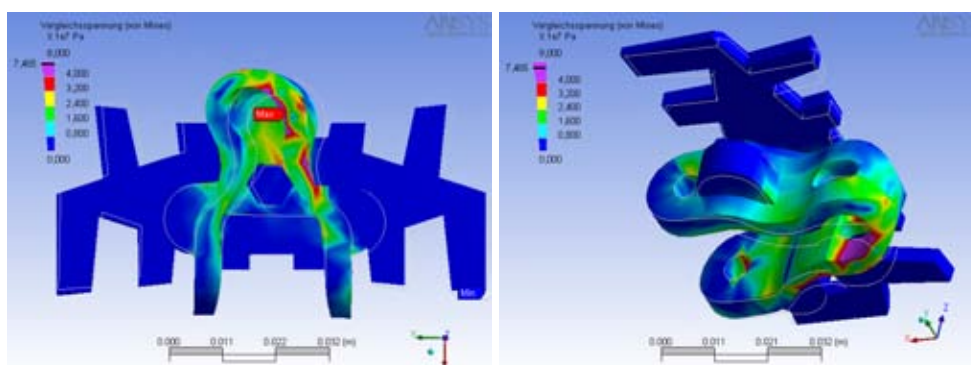


Abb. 4.14: Spannungsverteilung beim Übergang Gerade/Kurve

Im Vergleich zur Geraden, aber auch gegenüber der normalen Kurvenfahrt, sind sowohl die Maximalspannung von über 70 N/mm^2 , als auch die Bereiche mit Spannungen von mehr als 40 N/mm^2 , deutlich größer. Wie schon aus den Belastungsmodellen gefolgert, unterliegen die Kettenglieder beim Durchlaufen von Kurven, insbesondere aber während des Schwenkens an den Übergangsstellen zwischen Gerade und Kurve erhöhter Beanspruchung. Aufgrund dessen ist mit einer deutlich verringerten Lebensdauer der Ketten in Strecken mit Kurven zu rechnen, was die experimentellen Befunde in Kap. 5.5.3 auch bestätigen.

4.5 Bewertung der Belastungsanalyse

Bei der Analyse der Beanspruchungen durch verschiedene Streckenführungselemente wurde deutlich, dass zahlreiche Kräfte auf das Kettenglied einwirken. Dies sind u.a. Gewichtskräfte des Gutes, Reibungskräfte zur Schiene und zum Gut, Schwenkkkräfte und Radialkräfte in Kurven, die je nach Streckentyp an verschiedenen Orten am Kettenglied angreifen. Die Kettenzugkraft stellt die Summe vieler Reibkräfte dar, die während eines Umlaufes durch das Führungssystem auf die Kette einwirken, und ist daher die mit Abstand größte Kraft. Sie bestimmt vorrangig die Beanspruchung der Kettenglieder

in geraden Strecken, die deshalb näherungsweise als einachsiger Spannungszustand beschrieben werden kann.

In Kurvenstrecken wirken zusätzliche Kräfte, die direkt mit der Kettenzugkraft zusammenhängen und nicht vernachlässigbare Größen erreichen. Dies sind einerseits Radialkräfte, die aus der Abstützung der Kettenglieder auf der Innenseite der Kurve resultieren und während des gesamten Kurvendurchlaufs vorhanden sind. Sie sind umso größer, je kleiner der Radius der durchlaufenen Kurve im Verhältnis zur Teilung der Kette ist. Andererseits tritt durch das Einschwenken der Kettenglieder, das zur Einstellung auf den Kurvenradius erforderlich ist, am Anfang und Ende von Kurven kurzzeitig eine Schwenkkraft auf, die in Richtung Kurvenmitte zeigt und die Kettenglieder stark einseitig belastet. Die Auswirkungen dieser Zusatzbelastungen bei der Kurvenfahrt wurden mittels einer FEM-Analyse sichtbar gemacht. Im Gegensatz zur symmetrischen Spannungsverteilung in geraden Strecken, zeigte sie die ungleichmäßige Beanspruchung der Kettenglieder in der Kurve, wobei die kurvenabgewandte Lasche deutlich stärker beansprucht wird. Aufgrund dessen ist mit einer Verminderung der ertragbaren Umlaufzahlen einer Kette bis zum Bruch zu rechnen, wenn die Strecke Kurven enthält.

In vielen Anwendungsfällen werden die Förderstrecken nicht mit konstanter Gutauslastung betrieben, sondern häufig wechseln sich Phasen unterschiedlicher Belastung ab. Die Zeitanteile, mit denen eine Strecke im Leerlauf, Transport bzw. Stau läuft, bestimmen wesentlich die Beanspruchung und damit die Lebensdauer der Gleitketten. Abschließend ist festzustellen, dass raumgängige Gleitketten komplexen Beanspruchungen unterliegen, die nicht nur von den Elementen der dreidimensionalen Förderstrecke, sondern auch von Phasen unterschiedlicher Belastung durch Fördergut gekennzeichnet werden.

5 Experimentelle Untersuchungen

5.1 Übersicht

Die durchgeführten Untersuchungen lassen sich nach den für sie erforderlichen Versuchseinrichtungen in drei Gruppen einteilen:

1. Messung der Kettenzugkraft beim Durchlaufen verschiedener Streckentypen
2. Ermittlung von Dauerfestigkeiten auf einer dyn. Werkstoffprüfmaschine
3. Ermittlung von Dauerfestigkeiten auf Versuchsförderstrecken

Die Versuche zur Messung der Kettenzugkraft in Punkt 1 zielen darauf ab, die Erhöhung bzw. den zeitlichen Verlauf der Kettenzugkraft in verschiedenen Streckenabschnitten (Geraden, horizontale und vertikale Kurven und Gleitbögen) besser verstehen und mathematisch beschreiben zu können (vgl. Kap. [6.2.3](#)).

Kennwerte zur Dauerfestigkeit der Ketten erhält man mit dem geringsten Material- und Zeitaufwand auf einer dynamischen Werkstoffprüfmaschine, wie sie für die Versuche unter Punkt 2 benutzt wurde. Ein weiterer Vorteil dieser Art der Bauteilprüfung ist die geringere Anzahl und bessere Kontrollierbarkeit von Einflussfaktoren, wie Frequenz, Temperatur und Belastung der Kette gegenüber den Versuchsförderern.

Da aber in realen Förderstrecken der zeitliche Verlauf der Belastung und der Belastungszustand, vor allem in engen horizontalen Kurven (vgl. Kap. [4.2.2](#)), von den Verhältnissen im Pulser abweicht, stand die Frage, in wie weit sich die auf dem Pulser gewonnenen Kennwerte auf die praktischen Einsatzbedingungen übertragen lassen. Um dies zu klären, wurden unter Punkt 3 vergleichende Untersuchungen auf Testförderstrecken mit verschiedenen Streckentypen durchgeführt.

5.2 Versuchsaufbau

5.2.1 Messung der Kettenzugkraft

Als Versuchseinrichtung dienten Förderstrecken mit unterschiedlicher Streckenführung. Es kamen kurvengängige Fingerketten aus Delrin® mit einer Breite von 65 mm zum Einsatz. Unterschiedliche Reibwerte zwischen Kette und Gleitschiene wurden mit Gleitleisten aus verschiedenen Werkstoffen realisiert. Mit einem Frequenzumrichter konnte die Geschwindigkeit im Bereich von 5 - 30 m/min variiert werden.

Um die Kettenzugkraft während des Umlaufs messen zu können, wurde ein Kettenglied mit Mess- und Übertragungstechnik versehen. Auf den einseitig angeschliffenen Bolzen des modifizierten Gliedes wurden zwei senkrecht zueinander angeordnete DMS

aufgebracht. Der in Richtung der Bolzenachse orientierte DMS dient dabei zur Messung der Verformung des Bolzens infolge Biegung. Der zweite, senkrecht dazu angeordnete DMS wurde mit dem ersten elektrisch als Halbbrücke geschaltet, um den Einfluss der Temperatur auf das Meßergebnis zu minimieren. Eine Nachbildung aus Metall mit Öffnung zur Kabeldurchführung ersetzte den Standardpin. Abb. 5.1 zeigt die Bestandteile des modifizierten Kettengliedes, Abb. 5.2 den realisierten Prototyp.



Abb. 5.1: Aufbau des Meßgliedes **Abb. 5.2:** Realisiertes Messkettenglied

Durch Einmessen auf einer Prüfmaschine konnte ein linearer Zugkraft-Spannungs-Verlauf nachgewiesen und dessen Anstieg bestimmt werden. Zur Übertragung der Messwerte von der Kette zum Aufzeichnungsgerät wurde ein System entwickelt, dass den Spannungswert der DMS zunächst digitalisiert und dann mit einem Sender im 420 MHz Bereich frequenzmoduliert abstrahlt. Auf der Seite des Empfängers dient ein PC mit Impulszählerkarte und dazu entwickelter Software zur Bestimmung der Sendefrequenz und Decodierung der Zugkraft (Abb. 5.3).

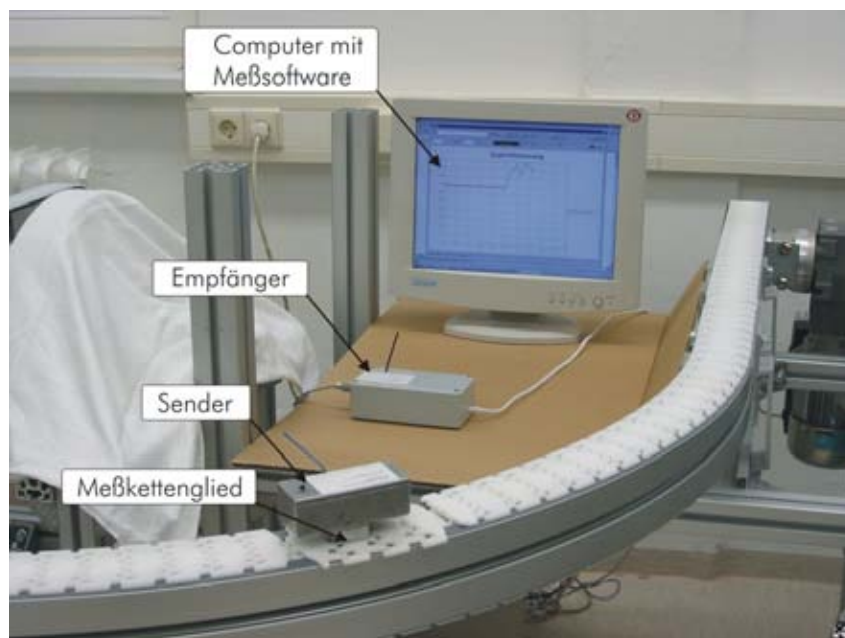


Abb. 5.3: Versuchsaufbau zur Zugkraftmessung

Das entstandene Mess- und Übertragungssystem besitzt eine Reichweite von ca. 10 m, einen Messbereich von 0-500 N, eine Genauigkeit von ca. 2% und eine Abtastrate von max. 100 Hz. Es erlaubt die fortwährende Messung der Kettenzugkraft beim gesamten

Durchlauf einer Förderstrecke. Lediglich unter aufgestautem Fördergut kann mit dem aufragenden Sendemodul nicht hindurchgefahren werden.

5.2.2 Werkstoffprüfmaschine

Die Untersuchungen erfolgten auf einer dynamischen Prüfmaschine HC10 der Firma Zwick, die folgende technische Daten aufweist:

- Belastungsbereich bis 10 kN bei schwellender Belastung
- Belastungsfrequenz max. 40 Hz bei 0,1 mm Weg (wegabhängig)
- Verfahrweg max. 100 mm, Verfahrgeschwindigkeit max 800 mm/min
- Aufzeichnungsmöglichkeit von Weg/Zeitverläufen sowie Hysteresekurven

Durch kontinuierliches Nachregeln der Kraft ist die Prüfmaschine in der Lage, die Belastung während des gesamten Prüfzeitraums weitgehend konstant zu halten. Der Hersteller gibt als maximale Abweichung 1% des Sollwertes an. Die Einspannung der Proben erfolgte in Anlehnung an DIN 8153 T1 – es wurden jeweils fünf Kettenglieder beidseitig kardanisch an der Prüfmaschine befestigt, um so die Einleitung von Querkräften zu verhindern (Abb. 5.4).



Abb. 5.4: Dynamische Prüfmaschine mit Probe

Ein an die Maschine angeschlossener PC mit entsprechender Software dient zur Vorgabe des Belastungsverlaufs und zur Aufzeichnung von Daten wie Lastzyklen, Kraft-Weg-Verläufe und Hysteresen auch über längere Zeiträume hinweg.

5.2.3 Testförderstrecken

Zur Prüfung des Einflusses unterschiedlicher Abschnittstypen auf die Haltbarkeit der Ketten wurden mit diesen kurze Testförderstrecken aufgebaut. Dazu wurde der zu prüfende Abschnitt um Traggestell, Antriebs- und Umlenkeinheit ergänzt. Die Bogenräder mit einem Nenndurchmesser von 300 mm wurden zusätzlich mit kurzen geraden Stücken (250 mm) zum Anschluss an Antrieb und Umlenkung versehen. Der mittlere Radius des Gleitbogens betrug 700 mm, die Länge der geraden Förderstrecke 1000 mm. Die untersuchten Layouts sind in (Abb. 5.5) schematisch dargestellt.

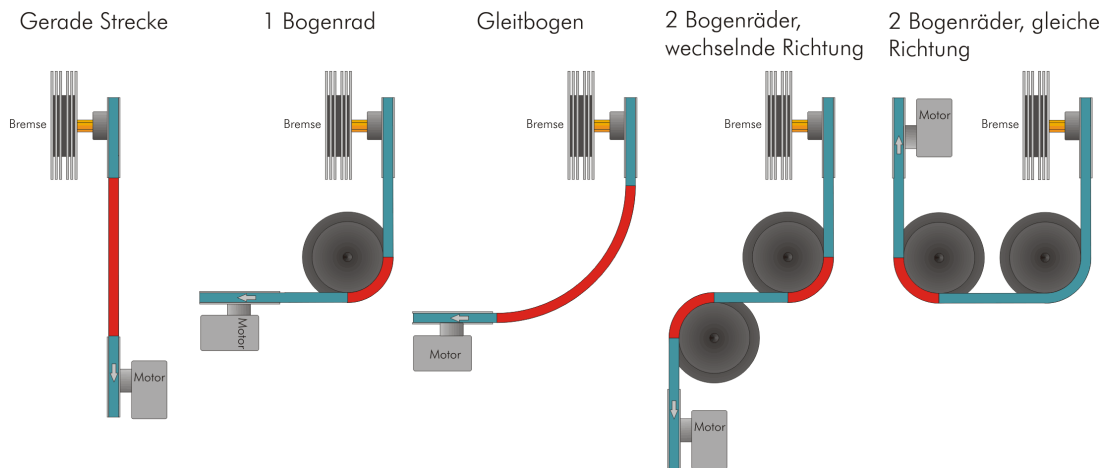


Abb. 5.5: Layout der Versuchsförderer

Die Kettenbelastung wurde durch Vorspannen der Kette mittels eines an der Umlenkung eingeleiteten Bremsmomentes realisiert. Dazu kamen sog. Magnetpulverbremser bzw. -kupplungen des Typs ERAT 2002 zum Einsatz, die abhängig von einer angelegten Spannung/ Stromstärke ein Bremsmoment erzeugen, das über eine Kupplung zum Ausgleich von Axial- und Winkelversatz und eine Sechskantwelle in die Umlenkung eingeleitet wird (Abb. 5.6).

Die Magnetbremse wurde drehbar gelagert und mit einer Momentenstütze versehen, an deren Ende ein Kraftmessgerät anbracht war. Auf diese Weise konnten ständig das Bremsmoment und somit die Kettenzugkraft kontrolliert werden. Zur Zählung der Kettenumläufe wurde auf der Kette ein Magnet angebracht, der bei jedem Umlauf ein Signal in einem gestellfesten Sensor auslöste, das von einem Zählwerk erfasst wurde. Weiterhin erfolgte eine Überwachung der Temperaturen von Umgebung und Bremse.

Es wird eingeschätzt, dass die beschriebene Versuchsanordnung die Belastungsverhältnisse von Gleitkettenförderern im industriellen Einsatz recht gut simuliert - zumindest soweit es vordringlich um die Untersuchung der Festigkeit der Kette geht. Einschränkend ist anzumerken, dass aufgrund der fehlenden Gutbelastung die Reibkräfte und somit auch der Verschleiß an den Kontaktstellen zu den Gleitschienen geringer als in der Praxis ausfallen. Will man speziell den Plattenverschleiß untersuchen, ist eine zusätzliche Einrichtung zur Simulation des Gutgewichtes erforderlich („Andrückereinrichtung“), um sich den realen Reibungs- und Verschleißverhältnissen im Kontaktbereich Kette-Gleitschiene besser anzunähern. Der hauptsächlich von der Kettenzugkraft abhängige Verschleiß an Pin und Kettengelenk kann hingegen auch ohne diese Einrichtung

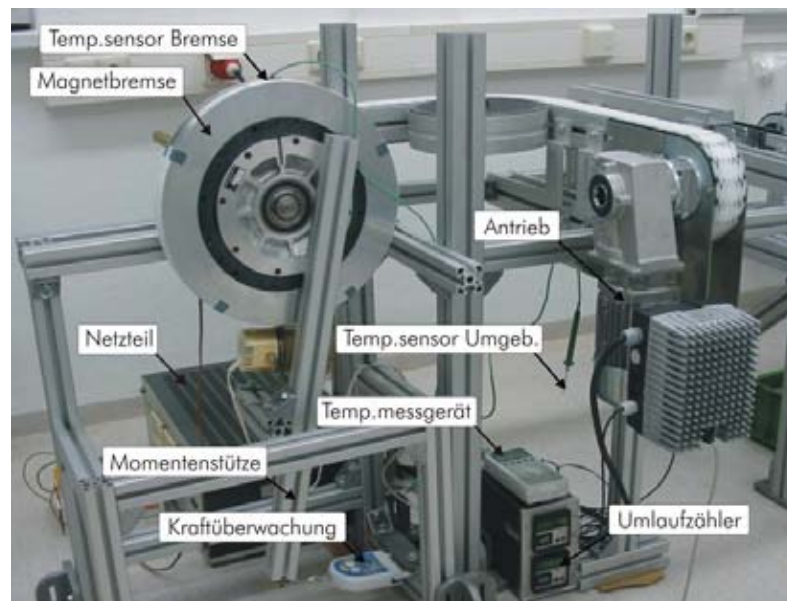


Abb. 5.6: Aufbau einer Versuchsförderstrecke

ermittelt werden, wobei die Ergebnisse selbstverständlich nur auf vergleichbare Einsatzbedingungen (keine abrasiven Stoffe) anwendbar sind. Aufgrund der vielfältigen Einflüsse (Werkstoffe, Belastungen, Umgebungseinflüsse etc.) und des entsprechenden Aufwandes würde die zusätzliche Untersuchung von Reibung und Verschleiß den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Aufgrund der Bedeutung dieser Thematik für die Lebensdauer der Gleitketten erscheint es jedoch sinnvoll, zukünftig weitere Arbeiten und Untersuchungen auf diesem Gebiet durchzuführen.

5.3 Versuchsprogramm

5.3.1 Messung der Kettenzugkraft

Im vorigen Kapitel wurde festgestellt, dass Gleitketten beim Durchlaufen einer Förderstrecke verschiedenen Belastungssituationen ausgesetzt sind, die aus den durchlaufenen Streckentypen, Gutlasten sowie Betriebsphasen resultieren. Durch Messung der Kettenzugkraft sollte ermittelt werden, wie sich diese Belastungsfälle auf den Verlauf der Kettenzugkraft auswirken. Folgende Streckentypen wurden untersucht:

- Kopfantrieb
- gerade Strecke
- horizontaler Gleitbogen 90°
- Bogenrad 90°
- vertikaler Gleitbogen 90°
- Umlenkung

Auf die Prüfung von Kurvenelementen mit anderen Winkeln wurde verzichtet, weil der Winkel einer Kurve keinen Einfluss auf den Verlauf, sondern nur auf den Endwert der Zugkraft hat. Um die mathematische Funktion zu untersuchen, die sich mit den gemessenen Verläufen am besten deckt, genügt der Bereich der 90° Kurven.

Darüber hinaus war auch der Einfluss von Gutgewicht, Fördergeschwindigkeit sowie Reibwert zwischen Kette und Gleitschiene zu untersuchen. Folgende Varianten der Belastung einer Förderstrecke durch Fördergut wurden untersucht:

- Umlauf der leeren Kette ohne Belastung
- Transport von definierten Massestücken (normale Gutförderung)
- Aufbringung einer ortsfesten Normalkraft (analog Stauförderung)
- Vorspannung der Kette über Magnetbremse (Belastung im Dauerversuch)

Zur Simulation des Fördergutes kamen zwei bis sechs Massestücke mit einem Gewicht von je 50 N zum Einsatz. Der zur Stauförderung analoge Belastungsfall wurde mittels eines Anschlages realisiert, der die Massestücke zurückhielt und damit eine zusätzliche Staureibungskraft erzeugte. Um den Einfluss des Reibwertes zwischen Kette und Gleitschiene zu ermitteln, erfolgte die Prüfung von zwei Schienenwerkstoffen (PE-UHMW und PVDF), die unterschiedliche Reibwerte aufweisen. Die Reibwerte der beiden Gleitleisten-Werkstoffe wurden im Kurzzeitversuch bei verschiedenen Normalkräften und Geschwindigkeiten bestimmt. Jeder Streckentyp wurde somit in Verbindung mit zwei Gleitleisten-Materialien, vier Belastungsfällen und vier Geschwindigkeiten zwischen 10 und 40 m/min geprüft.

5.3.2 Dauerversuche auf der Werkstoffprüfmaschine

Es wurden kurvengängige Fingerketten eines weit verbreiteten Typs mit einer Plattenbreite von 65 mm und einer Teilung von 30 mm untersucht. Aus dem großen Spektrum der geeigneten bzw. auch praktisch eingesetzten Kunststoffe wurden folgende Typen ausgewählt:

- POM-H – Homopolymer Delrin® 500 AL
- POM-C – Copolymer Hostaform® LW90 EWX
- PBT – Celanex® 2002-2

Analog zur realen Belastung wurde ein schwellender Kraftverlauf gewählt, wobei für die Oberspannung verschiedene Prozentwerte (70, 50, 40, 30) der zunächst ermittelten statischen Bruchkraft der drei Werkstofftypen gewählt wurden (Tab. 5.1).

Die Prüfung erfolgte für alle Laststufen mit drei Proben, um die Schwankungsbreite der Werte zumindest im Ansatz abschätzen zu können. Bei den sehr lange dauernden Versuchen mit 30% der Bruchlast wurden nur zwei Prüfungen durchgeführt, da die verfügbare Prüfkapazität begrenzt war.

Tab. 5.1: Versuchsprogramm Prüfmaschine

Last [% F_{Br}]	100	70	50	40	30
Delrin 500 AL	x	x	x	x	x
Hostaform LW90	x	x	x	x	x
Celanex 2002-2	x	x	x	x	x

5.3.3 Dauerversuche auf Testförderstrecken

Es sollte der Einfluss folgender Streckentypen auf die Lebensdauer der Gleitketten im Dauerbetrieb untersucht werden:

- Gerade Strecke
- 1 Bogenrad 90° mit Radius 150 mm
- 2 Bogenräder 90° mit Radius 150 mm
- Gleitbogen 90° mit Radius 700 mm

Im Verlaufe der Untersuchungen zeigte sich, dass die Lebensdauer der Kette in der geraden Strecke so groß ist, dass aus Zeitgründen nicht bis zum Bruch von Kettengliedern gefahren werden konnte. Eine höhere Belastung als die gewählten 1000 N konnte aufgrund der begrenzten Leistungsfähigkeit bzw. Festigkeit von Antrieb und Kettenrad nicht gefahren werden. Die Prüfung wurde nach 10^6 Umläufen ohne Bruch beendet. Das einzelne Bogenrad wurde mit drei maximalen Kettenzugkräften von 600, 850 und 1.000 N geprüft.

Um den Einfluss der Anzahl und Anordnung von Bogenrädern zu untersuchen, erfolgte zusätzlich die Prüfung von Strecken mit zwei Bogenrädern bei 1.000 N Zugkraft. Die Bogenräder wurden dabei einmal mit gleichem und einmal mit entgegengesetztem Richtungssinn angeordnet.

Im Testförderer mit Gleitbogen konnte aufgrund zu starker Erwärmung keine Belastung gefahren werden, die eine Ermittlung von Bruchspielzahlen in vertretbarem Zeitraum erlaubt hätte. Bereits bei einer relativ geringen Kettenzugkraft von 500 N erwärmte sich die Kette partiell so stark, dass sie an der Kontakfläche zur Gleitschiene aufzuschmelzen begann. Bei Verwendung von Gleitbögen in einer Förderstrecke ist daher mit einem thermischen Versagen der Gleitkette zu rechnen, das bereits bei Zugkräften weit unterhalb der dynamischen Bruchfestigkeit auftritt.

5.4 Versuchsdurchführung

5.4.1 Messung der Kettenzugkraft

Die zu untersuchenden Streckentypen wurden um die weiteren notwendigen Komponenten, wie Gestell, Antrieb und Umlenkung ergänzt und zu kompletten Förderstrecken zusammengebaut. Zur Verringerung des Umbau-Aufwandes wurden teilweise mehrere,

vor allem horizontale Streckentypen zusammen geprüft. Zwei verschiedene Abläufe wurden bei der Versuchsdurchführung beachtet: zunächst erfolgten Messungen vollständiger Umläufe des Meßkettengliedes, um die Zugkraftentwicklung in allen Bereichen der Förderstrecke zu ermitteln. Die Messungen wurden dabei im Kettendurchhang (am Auslauf des Antriebs) begonnen, über Untertrum, Umlenkung, Obertrum und Antrieb fortgeführt und im Durchhang wieder beendet.

Da der Zugkraftverlauf im Untertrum unabhängig von der Belastung im Obertrum ist, wurde im nächsten Schritt der zu prüfende Streckenabschnitt unter den verschiedenen Belastungsbedingungen im Obertrum (Leerlauf, Guttransport, Stauförderung) einzeln geprüft. Bei der Untersuchung des vertikalen Gleitbogens im Belastungsfall Transport von Stückgut wurden, mittels eines auf die Kette geschraubten Winkels schwenkbar mit dieser verbunden, um ein Abrutschen der Massestücke zu verhindern. Der Winkel führt jedoch zu einer exzentrischen Lastaufbringung auf das Kettenglied, welches aufgrund des resultierenden Momentes ab einem gewissen Steigungswinkel kippt. Das Kippen bewirkt zusätzliche Reibkräfte, die bei der Auswertung zu beachten sind.

5.4.2 Dauerversuche auf der Werkstoffprüfmaschine

Zu Beginn der Untersuchungen wurde die Bruchkraft der drei zu untersuchenden Werkstofftypen ermittelt. Dazu wurde der Mittelwert aus je drei Proben für jeden Werkstoff gebildet. Anhand der Bruchkraft konnten die konkreten Laststufen entsprechend des Versuchsprogramms festgelegt werden. Die Unterkraft der schwellenden Belastung wurde auf 100 N festgelegt, um Geräuschentwicklung durch Klappern zu vermeiden. Die gewählte Belastungsfrequenz von 2 Hz gilt als guter Kompromiss zwischen akzeptabler Versuchsdauer und dem Ausschluss thermischen Versagens bei Lastspielzahlen ab 105 [Cra98, S. 142]. Die Prüfungen wurden bei einer Raumtemperatur von 22° (+/-1°) durchgeführt. Wie in der Literatur beschrieben, kam es aufgrund der starken inneren Dämpfung und geringen Wärmeleitfähigkeit der Kunststoffe bei den Prüfungen mit hohen Lasten (im Bereich von 70% der Bruchkraft) zum thermischen Versagen der Probe, das mittels einer Thermokamera näher untersucht wurde. Die parallel aufgezeichnete Wegamplitude gab dabei Aufschluß über die Veränderung des E-Moduls aufgrund der Erwärmung.

5.4.3 Dauerversuche auf Testförderstrecken

Vor Beginn der Versuche musste die Moment/Strom Charakteristik der Bremse ermittelt und sicher gestellt werden, dass die Bremse einen eingestellten Belastungswert über einen längeren Zeitraum in gewissen Grenzen konstant halten kann. Dies erfolgte mit einer Kraftmessdose, die an einer mit der Bremse befestigten Momentenstütze angeordnet wurde. Es wurde ein linearer Zusammenhang zwischen Strom und Bremsmoment ermittelt [Hab86, S. 156]. Das eingestellte Bremsmoment bleibt nach Erreichen der Betriebstemperatur konstant. Die gemessene Kraft bewegte sich in einem Bereich von ca. 5% zu beiden Seiten des Sollwertes. Für jeden Streckentyp wurde der Zusammenhang zwischen Kettenzugkraft und eingestellter Bremskraft mit dem in Kap. 5.2.1 beschriebenen Meßkettenglied ermittelt, wie Abb. 5.7 für eine gerade Strecke zeigt.

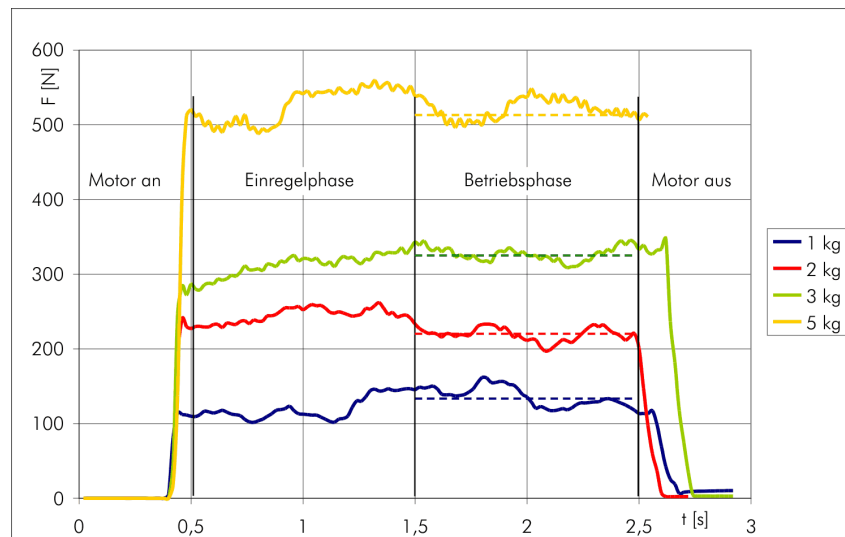


Abb. 5.7: Kontrolle der Bremskraft in der geraden Strecke

Da Bremskraft und Kettenzugkraft proportional zueinander sind, kann mittels des Proportionalitätsfaktors für jeden Streckentyp die zur Erzeugung einer bestimmten Zugkraft aufzubringende Bremskraft berechnet werden.

Die Kette bestand aus Gliedern aller drei zu prüfenden Werkstoffe, die somit zeitsparend zusammen in einem Versuch geprüft werden konnten. Ein Zählwerk erfasste die Umläufe der Kette bis zum Bruch eines Kettengliedes. Nach Austausch des gebrochenen Gliedes und Festhalten von Werkstoff und Umlaufzahl wurde es durch ein neues ersetzt und der Förderer wieder gestartet. Dies wurde solange fortgeführt, bis für jeden Werkstoff 4 Brüche und zugeordnete Umlaufzahlen ermittelt waren. Der jeweils schwächste Werkstoff wurde dann vollständig ausgetauscht, um die Prüfung bis zum Bruch des nächsten Materials fortführen zu können.

5.5 Ergebnisse der Untersuchungen

5.5.1 Messung der Kettenzugkraft

Grundsätzlicher Zugkraftverlauf

In diesem und den nachfolgenden Abschnitten wird der Einfluss verschiedener Streckentypen, Belastungen und weiterer Größen auf den Zugkraftverlauf anhand ausgewählter Diagramme dargestellt. Die mathematische Beschreibung der ermittelten Verläufe ist Gegenstand des nächsten Kapitels.

Zunächst werden einige generelle Kennzeichen des Zugkraftverlaufs beim Durchlaufen einer Förderstrecke dargelegt. Die den folgenden Diagrammen zugrunde liegenden Messungen wurden im Kettensack des Antriebs begonnen und über Untertrum, Umlenkung, Obertrum bis zum Antrieb zurück fortgeführt. Abb. 5.8 zeigt den in einer längeren Förderstrecke (90° Gleitbogen zwischen 3 und 6 m Geraden) mit Kopfantrieb leer laufender Kette aufgenommenen Verlauf der Kettenzugkraft.

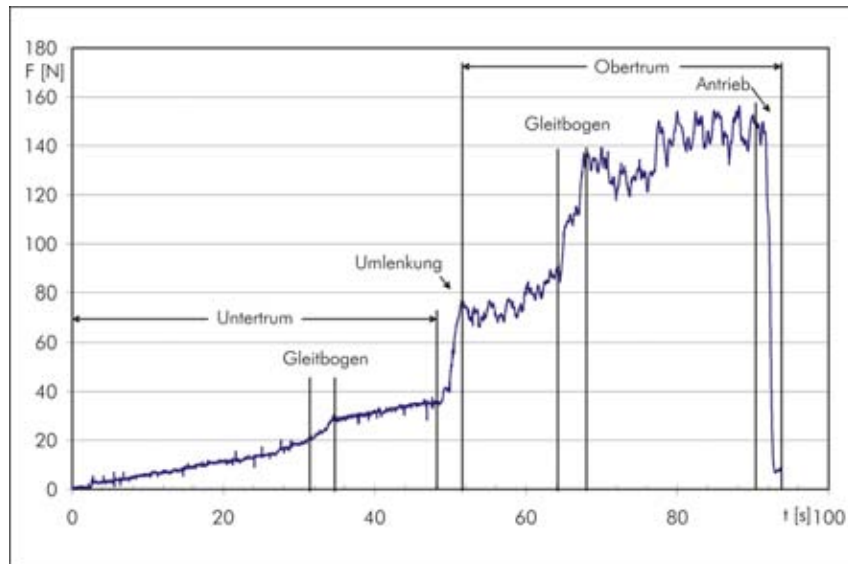


Abb. 5.8: Zugkraftverlauf in einer Förderstrecke mit Gleitbogen

Zum Vergleich zeigt Abb. 5.9 den Verlauf einer kurzen Strecke mit zwei nur 0,5 m langen Geraden beiderseits des 90° Gleitbogens. In beiden Diagrammen nimmt die Zugkraft vom Ausgangswert 0 am Kettendurchhang während des weiteren Umlaufs immer mehr zu, bis sie ihr Maximum am Antrieb erreicht und nach Passieren desselben wieder auf 0 abfällt. Je mehr sich die Messstelle dem Antrieb nähert, desto stärker überlagern durch den Polygoneffekt erzeugte Schwingungen den Kraftverlauf.

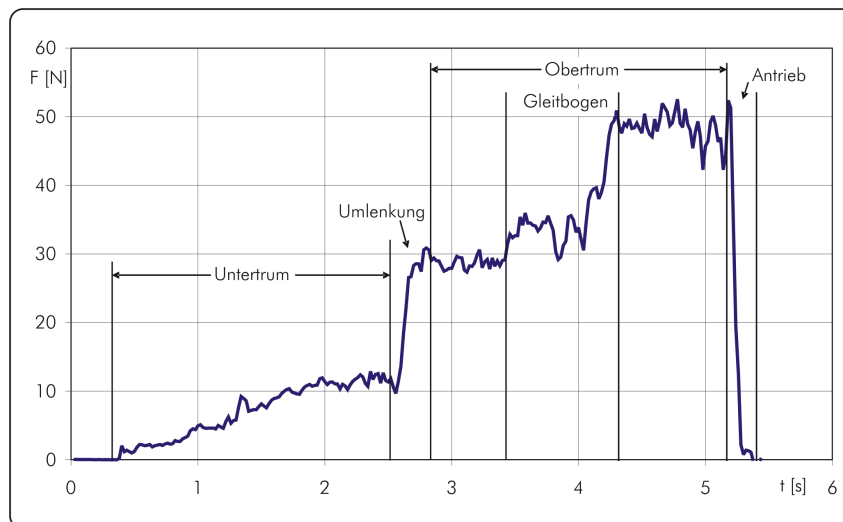


Abb. 5.9: Zugkraftverlauf in einer kurzen Strecke

Die Verläufe lassen sich in beiden Beispielen eindeutig in Bereiche einteilen, die durch einen grundsätzlich voneinander abweichenden Anstieg bzw. Kurvenverlauf gekennzeichnet, und den durchlaufenen Streckenelementen zuzuordnen sind.

Besonders im Untertrum des längeren Förderers ist gut zu erkennen, dass die geraden Strecken vor und nach dem Gleitbogen einen linearen Zugkraftanstieg hervorrufen. Im Obertrum ist diese Gerade stärker durch Schwingungen überlagert. Hingegen wächst die Zugkraft in Gleitbögen, ebenso wie in der Umlenkung, überproportional stark

an – der Kurvenverlauf hat dabei den Charakter einer Exponentialfunktion. Beim Durchlaufen des Antriebs fällt die Kurve steil ab. Dies deckt sich mit der in Kap. 4.2.4 getroffenen Feststellung, dass der erste Zahn des Antriebsritzels den größten und die weiteren Zähne nur einen immer kleineren Teil der Antriebskraft übertragen.

Bemerkenswert ist, dass die Kettenzugkraft durch die Umlenkeinheit mehr als verdoppelt wird und v.a. bei der langen Strecke, schon am Anfang des Obertrums mit ca. 80 N einen nicht zu vernachlässigenden Wert erreicht. Im Widerspruch dazu wurde der Einfluss der Umlenkung auf die Zugkraft bei der bisherigen Auslegungsweise generell ignoriert und darüber hinaus auch das gesamte Untertrum in vielen Fällen vernachlässigt. Bei längeren Strecken, mit entsprechend höherer Zugkraft im Untertrum, sollten Untertrum und Umlenkung daher künftig berücksichtigt werden.

Werden die Strecken zusätzlich mit Fördergut beaufschlagt, erhöht sich die Zugkraft nur im Bereich des Obertrums bis zum Antrieb – der Verlauf in Untertrum und Umlenkung bleibt davon unberührt. Es folgt eine ausführlichere Darstellung der Auswirkungen unterschiedlicher Gutbelastungen, Betriebsphasen und Fördergeschwindigkeiten sowie der Besonderheiten im Zugkraftverlauf der Streckentypen.

Gerade Strecke

Der lineare Zugkraftverlauf gerader Strecken bei leerlaufender Kette wurde bereits erwähnt. Bevor dargestellt wird, wie sich zusätzlich transportiertes Gut auf diesen Verlauf auswirkt, sind zunächst diese Varianten der Gutbelastung zu unterscheiden:

- kein Fördergut wird transportiert, leer laufende Kette
- Fördergut wird transportiert
- Fördergut wird von Anschlag aufgestaut, Kette läuft unter Gut durch

Abb. 5.10 stellt die Kraftverläufe der genannten Belastungsfälle einander gegenüber.

Im Leerlauf tritt erwartungsgemäß die geringste Zugkraft auf, die einen geringen, linearen Anstieg zeigt (gepunktete Linie). Werden nun in gleichen Zeitabständen zusätzlich Massестücke auf die Kette aufgelegt, um so eine Übergabestelle bzw. den Transport von Fördergut zu simulieren, tritt bei jedem Auflegen eine sprunghafte Zunahme der Zugkraft auf. Aus versuchstechnischen Gründen wurden relativ wenige, schwere Massестücken gewählt, daher treten entsprechend große Sprünge auf. Stellt man sich nun vor, dass kleinere Massen in kürzeren Intervallen aufgebracht werden, so wird sich die Zugkraftkurve besser dem approximierten Anstieg (gestrichelte Linie) annähern, der deutlich größer als bei der leer laufenden Kette ist. Der tatsächliche Wert dieses Anstiegs hängt von der je Wegstrecke hinzukommenden Masse des beförderten Gutes ab. Wird das Auflegen der Massen beendet, stellt sich wieder der Grundanstieg der leeren Kette ein, da sich die beförderte Kettenmasse nur noch durch die Masse zusätzlicher Kettenglieder erhöht. Das Messkettenglied kann aufgrund des Funkmoduls nicht unter aufgestauten Massестücken durchgezogen werden – der Kraftzuwachs im Staubereich ist somit nicht direkt messbar. Es kann jedoch der Endwert der Zugkraft unmittelbar nach dem Stau und der weitere Verlauf in Richtung Antrieb gemessen

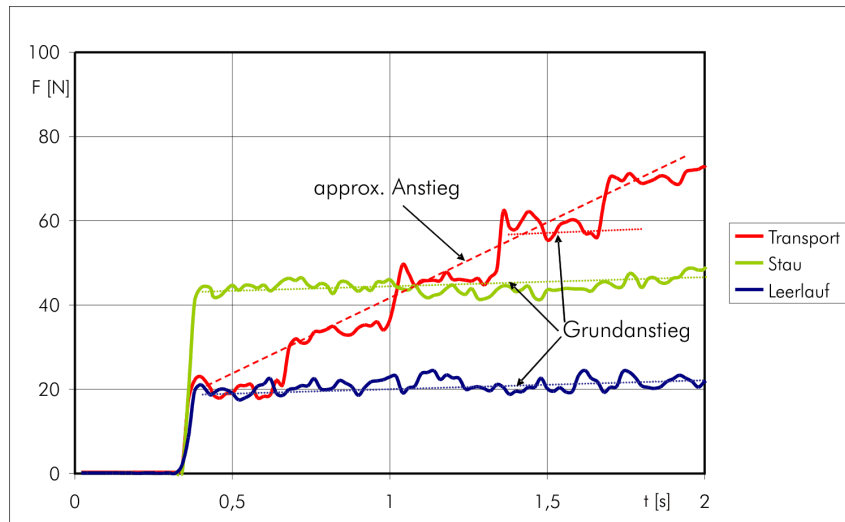


Abb. 5.10: Vergleich der Belastungsvarianten der geraden Strecke

werden, wie bei der Aufnahme der Kurve „Stau“ in Abb. 3.27 geschehen. Aufgrund der zusätzlichen Reibkräfte zwischen Fördergut und Kette ergibt sich im Staubereich bei gleicher Gesamtmasse ein stärkerer Anstieg der Zugkraft als beim Guttransport. Dies ist indirekt durch den höheren Endwert der Zugkraft nach dem Staubereich nachweisbar.

Interessant ist der weitere Verlauf der Zugkraft nach dem Staubereich: er weist den selben Anstieg wie bei der leeren Kette und ebenso beim Guttransport auf, wenn keine weiteren Massen aufgelegt werden. Dies lässt sich zu folgendem Prinzip für die Zugkraftentwicklung in geraden Strecken verallgemeinern: Der weitere Kraftzuwachs ab einem beliebigen Punkt hängt in geraden Strecken nicht von der bereits vorhandenen Zugkraft, sondern nur von dem folgenden Massenzuwachs je Wegstrecke ab. Der bislang übliche Berechnungsansatz für gerade Strecken wird dadurch bestätigt.

Bogenrad

Der Zuwachs an Kettenzugkraft durch das Passieren eines Bogenrades ist gering und mit dem gerader Strecken vergleichbar. Zwei Probleme erschweren jedoch die exakte Untersuchung und Beschreibung des Kraftverlaufs von Bögenrädern: aufgrund des geringen Kurvenradius befindet sich das Meßglied nur für sehr kurze Zeit im Kontakt mit dem Rad. Weiterhin entstehen am Ein- und Austritt der Kurve durch das kurzzeitige Schwenken der Kettenglieder Überhöhungen im Kraftverlauf, die jedoch zu keiner bleibenden Erhöhung der Kettenzugkraft führen (Abb. 5.11).

Die Kraftüberhöhungen deuten darauf hin, dass neben der Kettenzugkraft weitere Beanspruchungen auftreten müssen - dies wurde ebenfalls bei der Aufstellung des Belastungsmodells in Abschn. 4.2.2 gefolgert. Das kurzfristige Auftreten der Kraftspitzen zu Beginn und Ende der Kurve deckt sich gut mit den dort beschriebenen Schwenkkraften, die bei der Verdrehung des Pins durch Reibung gegenüber der Kette verursacht werden. Ein weiteres Anzeichen für die Schwenkkräfte sind laute Quietschgeräusche, die auf den Testförderern mit Kurve auftraten. Da sich die untersuchten Kettenwerkstoffe unterschiedlich anfällig für diese Geräuschentwicklung zeigten, konnte ein Zusammenhang zwischen verschiedenen Geräuschpegeln und einem Wechsel

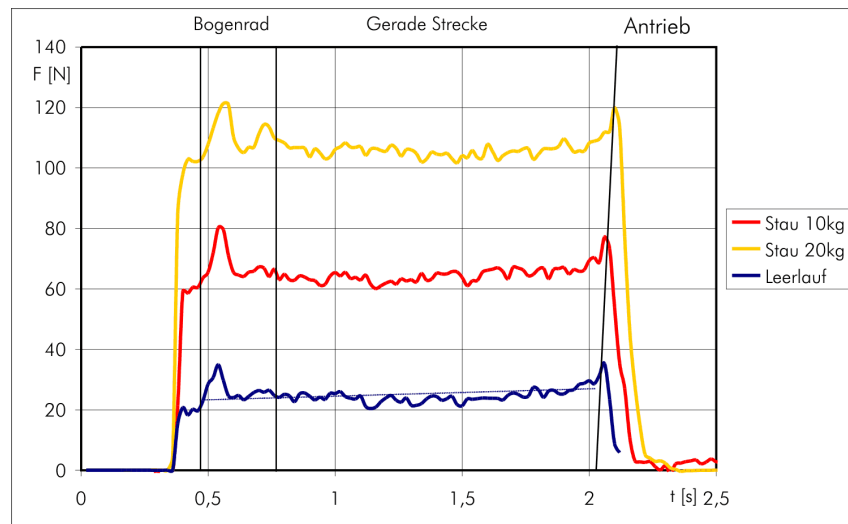


Abb. 5.11: Zugkraftverlauf Bogenrad

des gerade in das Bogenrad einlaufenden Kettenmaterials hergestellt werden. Bemerkenswert ist, dass die höhere Kraftspitze am Anfang der Kurve ebenfalls mit einem lauterem Geräusch einherging. Die Ursache der geringeren Schwenkkraft am Kurvenausgang dürfte in einem durch das kurz vorher stattgefundenene Einschwenken reduzierten Adhäsionsanteil der Haftreibungskraft liegen. Eine exakte quantitative Bestimmung der Schwenkkräfte ist mit der beschriebenen Messtechnik nicht möglich. Dennoch ist zu erwarten, dass diese vom Messglied teilweise miterfasste zusätzliche Beanspruchung die Lebensdauer der Kette reduziert - die Ergebnisse der Dauerversuche auf Testförderern in Kap. 5.2.3 bestätigen dies.

In Bezug auf die Berechnung der Zugkrafterhöhung erscheint die vereinfachende Betrachtung von Bogenrädern als gerade Strecken angesichts der Meßwerte gerechtfertigt. Die überlagerten Kraftspitzen durch die Schwenkkräfte wirken sich nicht auf den bleibenden Zuwachs der Kettenzugkraft aus – evtl. verbleibende Abweichungen zum geraden Abschnitt sind zu gering, um die Einführung einer gesonderten Gleichung für Bogenräder zu rechtfertigen.

Horizontaler Gleitbogen

Bei vergleichbarer Belastung zeigen horizontale Gleitbögen einen wesentlich steileren Anstieg als gerade Strecken gleicher Länge. Es wurde bereits festgestellt, dass die Zugkraftkurve außerdem nicht linear verläuft – für die mathematische Beschreibung sei auf Abschnitt 6.2.3 verwiesen. In Abbildung 5.12 sind wieder die Zugkraftverläufe für drei verschiedene Transportsituationen im Vergleich dargestellt.

Schon die Kurve der leeren Kette steigt im Bereich des Gleitbogens stärker an, als dies bei der geraden Strecke (Abb. 3.27) der Fall war. Das Auflegen von Gewichten zur Simulation des Transportes von Fördergut führt zu ähnlich sprunghafter Zunahme der Zugkraft wie bei der Geraden. Der gemittelte Kurvenverlauf ist hier jedoch keine lineare Funktion. Einen wichtigen Unterschied zu geraden Strecken und Bogenrädern offenbart die Kurve für den Staufall: die Zugkraft steigt nach der Einleitung der Staukraft deutlich

Eine Erklärung hierfür ist in der Addition der Kurvenreibung und der Gewichtskraft des geförderten Gutes zu suchen, die am Ende der Kurve vollständig in die Zugkraft eingeht. Dieser starke Kraftanstieg ist mit den bisherigen Berechnungsansätzen nicht zu erklären. In Abschnitt 6.2.4 wird eine mathematische Beziehung abgeleitet, die erstmals eine angenäherte Beschreibung dieses Verlaufs ermöglicht.

Die bei vertikalen Gleibögen mit größerem Winkel (ab ca. 15°) erforderlichen Mitnehmer bzw. Aufsätze an den Ketten, die das Abrutschen des Fördergutes verhindern sollen, lassen keinen Staubetrieb zu. Aus diesem Grund war auch die experimentelle Untersuchung der Staukraft in der 90° -Kurve nicht möglich. Eine Kurve mit kleinem Winkel hätte nur einen geringen Anstieg hervorgerufen und keinen Aufschluss über die zu Grunde liegende mathematische Funktion erlaubt.

Abschließend ist anzumerken, dass der Zugkraftverlauf nicht die bei horizontalen Kurven zu beobachtende Welligkeit aufweist. Es wird vermutet, dass dies in der dämpfenden Wirkung der relativ großen Reibkräfte, sowie im Ausbleiben des seitlichen Abknickens der horizontalen Kurven begründet ist.

Einfluss der Fördergeschwindigkeit

Im untersuchten Bereich von 5 bis 40 m/min konnte kein signifikanter Einfluss der Fördergeschwindigkeit auf die Kettenzugkraft festgestellt werden. Sowohl der grundsätzliche Verlauf, als auch die Maximalwerte der Zugkraft unterscheiden sich bei ansonsten gleichen Versuchsbedingungen (gleicher Belastungsfall, gleiche Last, gleiches Layout) aber unterschiedlichen Geschwindigkeiten nicht. Stellt man bei verschiedenen Geschwindigkeiten ermittelte Kraftverläufe einander gegenüber, unterscheiden diese sich lediglich in der Skalierung der Abszisse. Abb. 5.14 unterstreicht dies am Beispiel des Zugkraftverlaufs einer kompletten Förderstrecke.

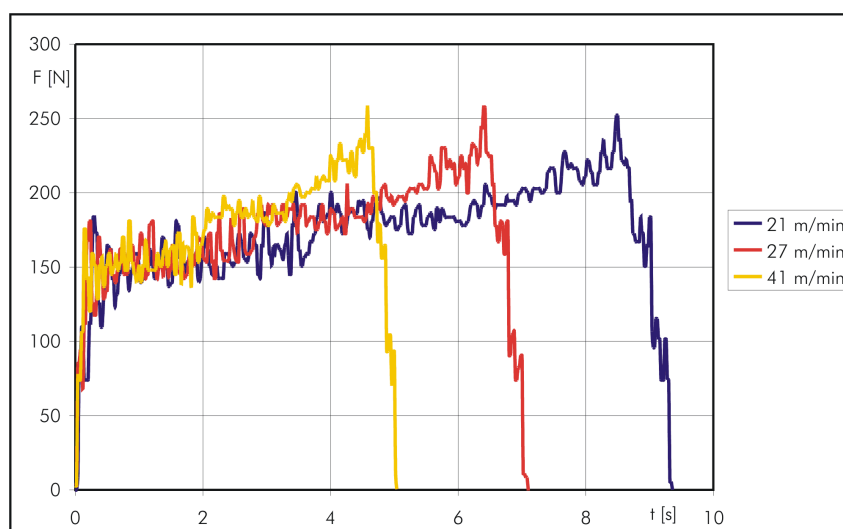


Abb. 5.14: Einfluss der Geschwindigkeit

Auf die gleiche Umlaufzeit gedehnt, wären alle drei Verläufe nahezu deckungsgleich. Die gleiche Feststellung wurde auch bei der Untersuchung einzelner Streckenabschnitte

mit unterschiedlicher Belastung durch Fördergut gemacht. Auch in diesen Fällen stimmen Verläufe und Endwerte der Kettenzugkraft bei schneller und langsamer laufender Kette bis auf eine zeitliche Dehnung bzw. Stauchung überein.

Obwohl bekannt ist, dass die Gleitgeschwindigkeit den Reibwert einer Gleitpaarung beeinflussen kann, erweist sich dieser Effekt bei den untersuchten Materialpaarungen und im betrachteten Geschwindigkeitsbereich als vernachlässigbar gering. Es ist jedoch nicht auszuschließen, dass andere Materialkombinationen eine messbare Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufweisen.

Einfluss des Reibwertes

Da die Kettenzugkraft das Resultat verschiedener Reibkräfte ist, muss bei konstanter Belastung durch Fördergut der Reibwert einen wesentlichen Einfluss auf die Höhe der Zugkraft besitzen. Am Gleitbogen, der durch die zusätzliche Kurvenreibung eine besonders große Erhöhung der Zugkraft hervorruft, lässt sich die Auswirkung verschiedener Reibwerte am besten untersuchen und darstellen. Die dabei getroffenen Aussagen gelten aber analog für gerade Abschnitte. Abb. 5.15 zeigt Zugkraftverläufe des 90°-Gleitbogens mit Gleitschienen aus PE UHMW ($\mu \approx 0,26$) und PVDF ($\mu \approx 0,15$) bei Belastung durch eine Bremskraft von 300 N, sowie Stauförderung von 3x5 kg Gut. Die angegebenen Reibwerte wurden durch eigene Messungen ermittelt.

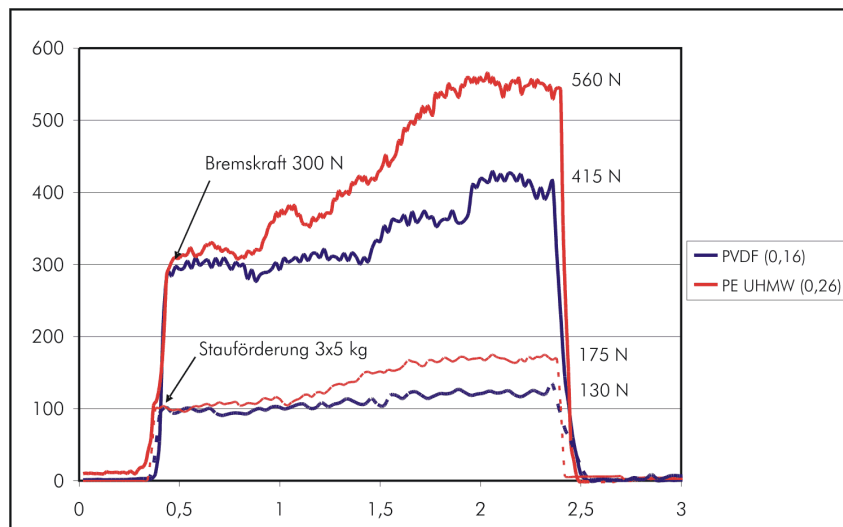


Abb. 5.15: Einfluss des Reibwertes

Neben jeder Kurve ist im Diagramm der erreichte Endwert der Zugkraft angegeben. Der bereits beschriebene Grundverlauf der Kettenzugkraft im horizontalen Gleitbogen stellt sich unabhängig vom Material der Gleitschienen wieder ein. Offensichtlich führt aber der höhere Reibwert der PE Schiene bei beiden Anfangskräften zu einem stärkeren Zuwachs an Kettenzugkraft.

Bildet man den Quotienten aus Anfangs- und Endkraft des Bogens, was der Ermittlung eines Bogenfaktors entspricht, erhält man für die PE UHMW Gleitschiene rund 1,7 und für die PVDF Schiene ca. 1,3. Beide Faktoren liegen neben dem Standardwert von 1,6, der bislang zumeist ohne Beachtung der Materialpaarung von Schiene und

Kette angewandt wird. Die in Abschn. 6.2.3 neu hergeleitete Gleichung für Gleitbögen beschreibt die Messergebnisse besser und berücksichtigt den Reibwert der betrachteten Werkstoffe von Kette und Schiene.

Für andere Streckentypen gilt analog, dass die Materialpaarung bzw. der Reibwert zwischen Gleitkette und -schiene nichts am Grundverlauf der Kettenzugkraft eines Abschnittes ändern, jedoch deren Anstieg und Endwert beeinflussen. Je höher der Reibungskoeffizient, desto größer die Zunahme der Kettenzugkraft je Längeneinheit. Die bekannten Gln.(3.3 - 3.5) für Geraden berücksichtigen dies bereits zutreffend.

5.5.2 Dauerversuche auf der Werkstoffprüfmaschine

Bruchspielzahlen

Die dynamische Festigkeit eines Prüflings wird oft in Form eines Wöhlerdiagramms dargestellt, das die Amplitude der Nennspannung über der (logarithmierten) ertragbaren Schwingenspielzahl zeigt. Zur Kennzeichnung der Festigkeitseigenschaften von Gleitketten werden jedoch üblicherweise Bruchkräfte anstatt von Spannungen angegeben. Daher wird auch in den Wöhlerlinien der untersuchten Proben in Abb. 5.16 die Amplitude der Prüfkraft über dem Logarithmus der Schwingenspielzahl aufgetragen.

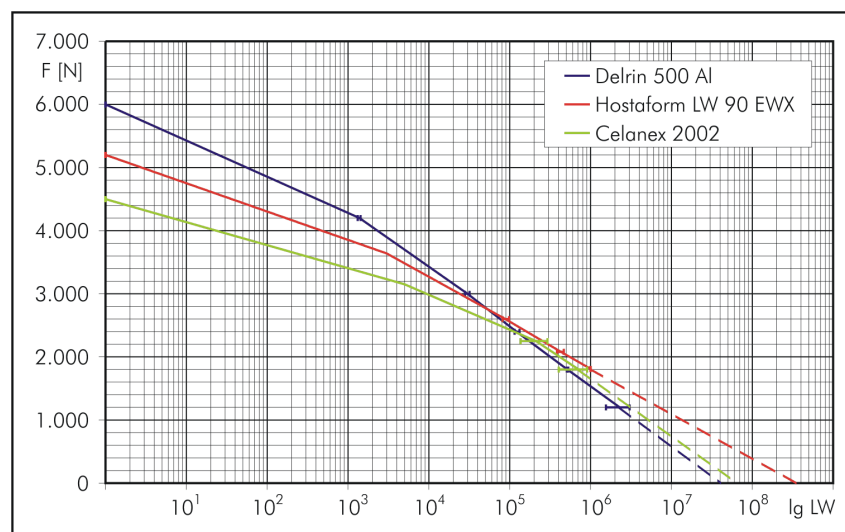


Abb. 5.16: Wöhlerlinien der untersuchten Werkstoffe

Zur Begrenzung der Versuchszeiten wurden die Prüfungen bei $1 \cdot 10^6$ bzw. $2 \cdot 10^6$ (Delrin) Schwingenspielen beendet. Die im Diagramm gestrichelt dargestellten Verläufe in Richtung höherer Schwingenspielzahlen basieren auf einer linearen Extrapolation der vorhandenen Daten. Dabei wird unterstellt, dass keine ausgeprägte Dauerfestigkeit existiert, was bei vielen Kunststoffen auch gegeben ist [Hel96, S. 302].

Der Vergleich der drei Werkstoffe macht deutlich, dass die statische Bruchkraft keine zuverlässige Beurteilung des Festigkeitsverhaltens unter dynamischer Belastung erlaubt. So hat der Werkstoff Delrin die mit Abstand höchste statische Bruchkraft, schneidet aber bei der Langzeitfestigkeit am schlechtesten ab. Die beiden anderen Werkstoffe zeigen einen geringeren Festigkeitsabfall mit zunehmender Schwingenspielzahl und erzielen

daher eine höhere dynamische Festigkeit bei geringerer statischer Bruchkraft. Bereits diese auf der dynamischen Prüfmaschine ermittelten Ergebnisse bestätigen, dass die derzeitige Auslegung nach der statischen Bruchkraft unzureichend ist. Auch die bislang übliche Beurteilung neuer Ketten bzw. Werkstoffe anhand der statischen Bruchkraft ist als wenig aussagekräftig einzustufen. Statt dessen erscheint eine stärkere Orientierung an den dynamischen Festigkeitswerten angeraten.

Streubreite

Aus dem Wöhlerdiagramm geht nicht hervor, dass die Bruchspielzahlen materialabhängig unterschiedlich große Streubreiten aufweisen. Um diese quantitativ beschreiben zu können, bietet sich die Standardabweichung als Masszahl der Streuung an. Zur besseren Vergleichbarkeit unterschiedlicher Wertebereiche ist es sinnvoll, diese auf den Mittelwert zu beziehen. Abb. 5.17 zeigt die bezogene Streuung der Bruchspielzahlen zweier Laststufen (40 und 50% der Bruchkraft).

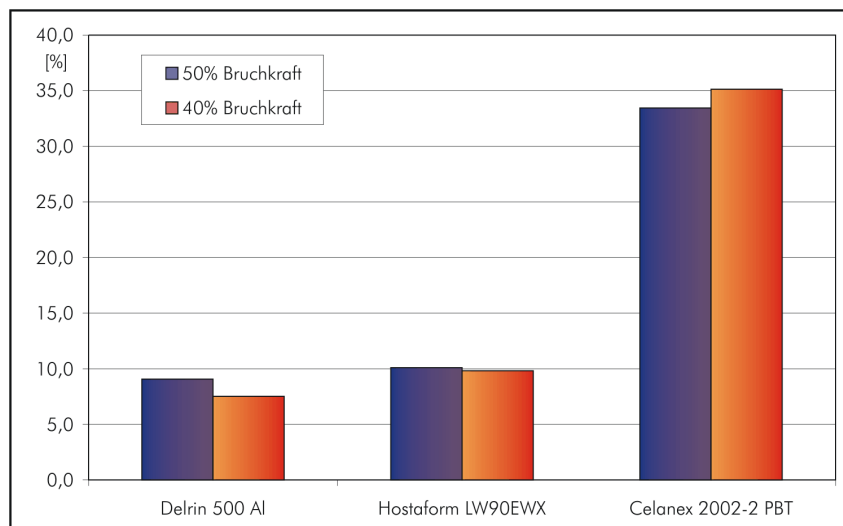


Abb. 5.17: Streubreite der Bruchspielzahlen

Während die Kettenglieder aus Delrin (POM-Homopolymer) und Hostaform (POM-Copolymer) ähnliche Streubreiten von unter 10% aufweisen, streuen die Bruchspielzahlen der Celanex-Ketten wesentlich stärker. Ursache dafür könnte die größere Empfindlichkeit des PBT-Materials gegenüber Schwankungen der Fertigungsbedingungen sein. In Anbetracht dieser großen Streubreite der PBT-Ketten müsste für Festigkeitsberechnungen aus Sicherheitsgründen eher der Minimal- als der Mittelwert der bei einer best. Schwingspielzahl ertragbaren Bruchkraft verwendet werden. Die Langzeitfestigkeit der PBT-Ketten ist damit gegenüber der Wöhlerlinie deutlich abzuwerten. Generell sollte auch bei geringem Probenumfang die Streubreite in die Bewertung der Werkstoffeigenschaften einbezogen werden.

Thermisches Versagen

Die Tatsache, dass Kunststoffe bei der Prüfung mit hohen Belastungen auch bei relativ geringen Prüffrequenzen thermisch versagen, ist bekannt und wurde auch bei der

Prüfung der Ketten auf der dynamischen Prüfmaschine festgestellt. Um jedoch am konkreten Prüfkörper Kunststoffkette Ort und Geschwindigkeit der Erwärmung, sowie deren Zusammenhang mit der Veränderung des E-Modul ("Erweichung"), besser verstehen zu können, wurden derartige Versuche mit einer Thermokamera aufgezeichnet. Die Versuche wurden mit einer Kette aus Delrin 500Al bei einer Oberkraft von 4.200 N und einer Prüffrequenz von 2 Hz durchgeführt.

In Abbildung 5.18 sind Wärmebilder aus den ersten 10 min des Versuchs dargestellt, der nach ca. 11 min mit dem Bruch der Kette endete. Die Kette erwärmt sich schnell und mit ungefähr gleichbleibender Rate bis sie an der Oberfläche etwa 40°C erreicht.

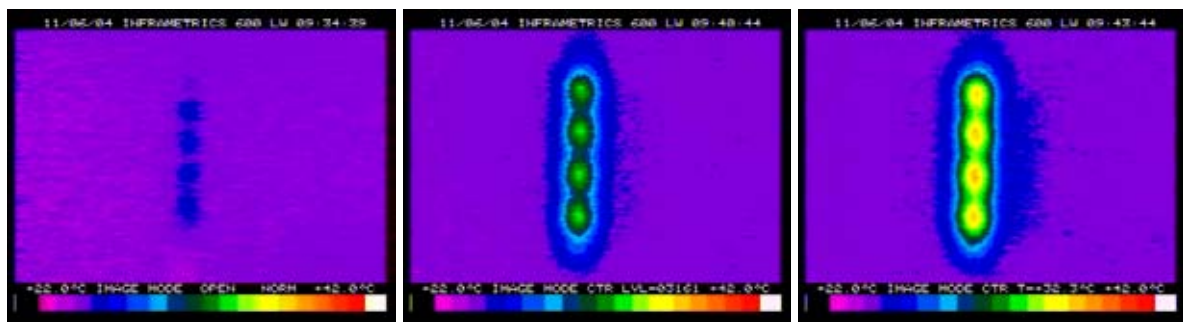


Abb. 5.18: Erwärmungsverlauf der Probe (v.l.n.r.: t=1 min, t=5 min, t=10 min)

Bei dieser Temperatur trat der Bruch der Kette auf, wobei der Blick auf das "Innere" der Kette (Bruchquerschnitt) unmittelbar nach dem Bruch zeigt, dass dort wie zu erwarten deutlich höhere Temperaturen herrschen. Drei in kurzer Folge zum Zeitpunkt des Bruchs entstandene Aufnahmen in Abb. 5.19 verdeutlichen diese Aussage.

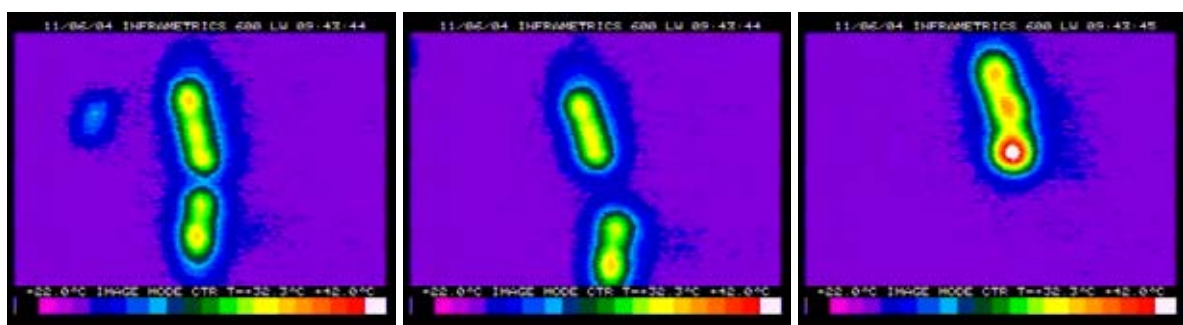


Abb. 5.19: Wärmebilder vom Bruch der Kette

In der ersten Aufnahme ist zu erkennen, wie ein Teil der Kette abplatzt, die dritte zeigt die deutlich über 40° liegende Kerntemperatur des oberen Kettensegmentes. Mit einem Temperaturfühler wurde an der Bruchfläche eine Temperatur von ca. 70° gemessen – eine genaue Feststellung der inneren Temperatur ist schwierig, da sich die Bruchfläche schnell wieder abkühlt. Von der Software der Prüfmaschine wurden während des Versuches kontinuierlich Kraft und max. Auslenkung aufgezeichnet. Die

entsprechenden Kurven zeigen, dass die Wegamplitude und damit E-Modul der Probe bis kurz vor dem Bruch etwa linear ansteigen und dann progressiv zunehmen. Der E-Modul liegt zum Zeitpunkt des Bruches knapp 50% über dem Ausgangswert.

Im Ergebnis dieser Untersuchungen ist festzustellen, dass die im hohen Lastbereich auf dem Pulser ermittelten Schwingungszahlen nicht nur das Festigkeitsverhalten der Kunststoffe, sondern auch deren Dämpfung und Wärmeleitfähigkeit widerspiegeln. Für den praktischen Betrieb in Förderstrecken ist dies jedoch weniger bedeutsam, weil derartig hohe Lastbereiche und -frequenzen dort nicht auftreten.

5.5.3 Dauerversuche auf Testförderstrecken

Charakterisierung der Bruchstellen

Bei jedem Kettenbruch wurde nicht nur die Umlaufzahl der Kette, sondern auch die Position in der Förderstrecke vermerkt, an welcher der Bruch aufgetreten war. Die Kettenbrüche fanden ausnahmslos am Übergang zwischen gerader Strecke und Bogenrad statt und nicht etwa am Kettenrad, an dem theoretisch die höchste Zugkraft herrschen müsste. Dies bestätigt die in Kap. 4 aus dem Belastungsmodell abgeleitete Schlussfolgerung, dass durch die Schwenkkkräfte eine überlagerte und gegenüber dem einachsigen Zug erhöhte Beanspruchung der Kettenglieder resultiert. Auch die unsymmetrische Ausprägung der Bruchstellen, die bei den meisten Kettengliedern wie in Abb. 5.20 beschaffen war, bekräftigt diese Überlegungen.

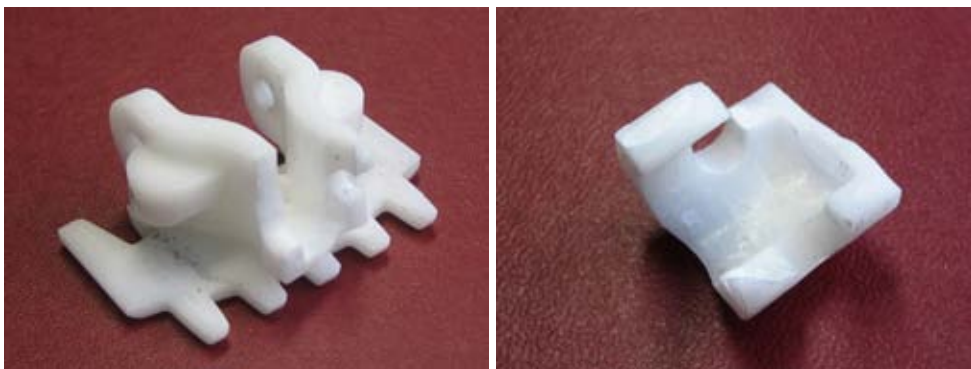


Abb. 5.20: Typische Bruchbilder der Ketten

Umlaufzahlen bis zum Bruch

Um den Einfluss des Streckenaufbaus bzw. der Anzahl von Kurven in einer Strecke zu ermitteln, wurden alle Layouts mit der gleichen Zugkraftamplitude von 1000 N geprüft. Abb. 5.21 zeigt eine Gegenüberstellung der erreichten mittleren Umlaufzahlen von gerader Strecke, sowie den Strecken mit 1 und 2 Bogenrädern.

Die Prüfung der geraden Strecke wurde zur Begrenzung der Versuchszeit nach 10^6 Umläufen eingestellt. Da die Belastungen in geraden Strecken und im Pulser weitgehend übereinstimmen, ist anzunehmen, dass auch die erzielbaren Schwingspiele

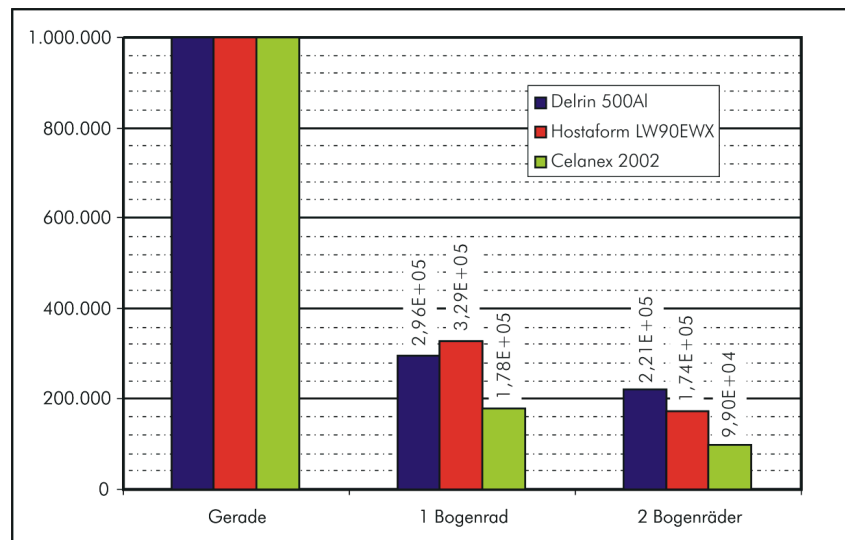


Abb. 5.21: Bruchspielzahlen der Förderstrecken bei 1000 N

bzw. Umlaufzahlen vergleichbare Werte erreichen. Im Pulser hätten alle untersuchten Werkstoffe mehr als 10^7 (vgl. Abb. 5.16) Schwingspiele ertragen.

Abb. 5.21 macht deutlich, dass bereits bei Verwendung eines Bogenrades die Anzahl der ohne Bruch ertragenen Umläufe gegenüber der geraden Strecke stark abfällt. Wählt man die 10^6 Lastwechsel der geraden Strecke, bei denen aber noch kein Bruch aufgetreten war, als Bezugsgröße, werden mit einem Bogenrad nur zwischen 18% (Celanex) und 29% (Delrin) davon erreicht. Enthält die Strecke zwei Bogenräder, sinkt die Anzahl der ertragenen Umläufe weiter auf ca. 10 bis 17% des in der geraden Strecke erreichten Wertes. Bezogen auf die Strecke mit einem Bogenrad, kann man näherungsweise von einer Halbierung der ertragbaren Umlaufzahl durch das Hinzufügen eines weiteren Bogenrades sprechen. Dies deckt sich mit der aus der Belastungsanalyse gezogenen Schlussfolgerung, dass Kurven praktisch einen zusätzlichen Lastwechsel mit mehrachsiger Spannung hervorrufen. Je mehr Kurven eine Strecke enthält, umso häufiger finden diese überlagerten Lastwechsel bezogen auf einen Umlauf der Kette statt – die ertragbare Anzahl von Umläufen reduziert sich entsprechend.

Die großen Reibkräfte und die damit verbundene starke Erwärmung von Gleitschiene und Kette machten es unmöglich, die Bruchspielzahlen der Förderstrecke mit horizontalem Gleitbogen aufzunehmen. Bereits bei einer für Vorversuche gewählten Amplitude von 500 N schmolz die Kette im Kontaktbereich zum Innenrand der Kurve auf. Um die schnelle Zerstörung der Kette durch den starken Materialabtrag zu verhindern (vgl. Abschn. 5.3.3), musste die Prüfung eingestellt werden. Eine noch geringere Belastung hätte zwar das thermische Versagen vermeiden können, jedoch die Versuchsdauer bis zu einem Bruch auf nicht mehr handhabbare Weise erhöht.

Neben vergleichenden Dauerversuchen bei derselben Belastung wurde die Förderstrecke mit einem Kurvenrad bei drei unterschiedlichen Laststufen geprüft, um den lastabhängigen Festigkeitsabfall näher zu untersuchen. Die ermittelten Umlaufzahlen bei drei Laststufen werden in Kap. 5.5.2 in Form einer Wöhlerlinie dargestellt.

Streubreite

Wie auch bei den Versuchen auf der dynamischen Werkstoffprüfmaschine (vgl. Abb. 5.18), streuten die mit den Testförderern ermittelten Bruchspielzahlen materialspezifisch in unterschiedlichem Maße. Grundsätzlich sind dabei ähnliche Tendenzen auszumachen, wie der Vergleich der relativen Streubreite in Abb. 5.22 verdeutlicht.

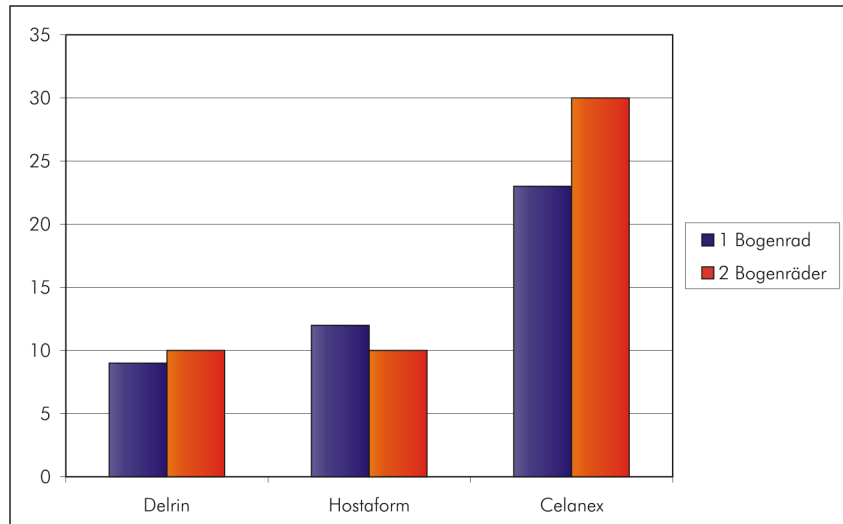


Abb. 5.22: Streubreite der Bruchspielzahlen der Testförderer

Am wenigsten streuten erneut die Bruchspielzahlen von Delrin- und Hostaformketten (ca. 10%), während Celanex mit knapp 30% eine wesentlich größere Streubreite aufwies. Die Unterschiede der Streubreite bei verschiedenen Belastungen auf der Strecke mit einem Bogenrad, bzw. zwischen den Strecken mit einem und zwei Bogenrädern sind hingegen als nicht signifikant zu bezeichnen. Die große Streubreite, zusammen mit der geringsten mittleren Bruchspielzahl des Celanex, lässt dieses in Bezug auf Festigkeit und Haltbarkeit als ungünstigstes Kettenmaterial erscheinen.

Verschleißerscheinungen

Im Verlaufe der Untersuchungen wurde an den verschiedenen Komponenten der Testförderer teils deutlicher Verschleiß festgestellt. Da die Messung des Verschleißes nicht Thema dieser Arbeit ist, sollen nur die beobachteten Verschleißerscheinungen kurz beschrieben und anhand von Bildern dokumentiert werden. Grundsätzlich verschleifen alle Kontaktstellen zwischen Kette, Gleitschiene, Pin und Bolzen, die einer Relativbewegung unter Last und somit der Gleitreibung ausgesetzt werden.

Der Materialabtrag an den Gleitflächen der Platten (Abb. 5.23) war nur gering, was in Anbetracht der fehlenden Normalkraft (vgl. 5.4.1) durch Fördergut zu erwarten war. Deutlich sichtbar ist jedoch die Veränderung der Kontaktfläche zum Pin (Abb. 5.24), die uneben und durch wechselnde Stellen mit Materialauf- bzw. Abtrag gekennzeichnet ist. Das Kettenrad des Antriebs hinterlässt im vorderen Teil der Kette eine deutlich erkennbare Spur (Abb. 5.25). Die Ausprägung der beiden genannten Verschleißmerkmale hängt vom untersuchten Streckentyp ab. Bei der Prüfung des Bogenrades, das bei



Abb. 5.23: Verschleiß Kette/Schiene



Abb. 5.24: Verschleiß Kette/Pin

jedem Umlauf viermal das Schwenken des Pins erfordert, verschleißt die Kontaktfläche der Kette zum Pin besonders stark. Dies ist bei der ausschließlich geraden Versuchsförderstrecke nicht der Fall. Aufgrund der größeren Anzahl ertragbarer Umläufe ist hier jedoch der vom Kettenrad verursachte Verschleiß deutlich ausgeprägter.

Der Versuch, die ertragbaren Umlaufzahlen mit einem Gleitbogen zu ermitteln, ließ die Kette bereits im mittleren Lastbereich nach kurzer Zeit anschmelzen. Die schmale Anlagefläche der kurvenzugewandten Lasche zum Steg der Gleitschiene zeigte starken, faserigen Materialabtrag (Abb. 5.26).



Abb. 5.25: Verschleiß Kette/Ritzel



Abb. 5.26: Verschleiß Gleitbogen

Der Pin lässt an drei Bereichen Verschleißerscheinungen erkennen. Dies ist zunächst die zylindrische Kontaktfläche zur Kette (Abb. 5.27 links), die durch das Schwenken des Pins in Kurven beansprucht wird. Ebenso weitet sich die Bohrung, in der sich der Stahlbolzen beim Durchlaufen von Antrieb und Umlenkung je zweimal hin- und herdreht (Abb. 5.27 rechts). Das Kettenrad hinterließ v.a. bei der Prüfung der geraden Strecke Verschleiß und Abplatzungen am abgerundeten Teil des Stegs (Abb. 5.28).

Die Kettenräder zeigen starke Einlaufspuren, die vom Steg des Pins stammen (Abb. 5.29). Durch den mit der Laufzeit anwachsenden Teilungsfehler von Kette und Kettenrad stieg die Kette immer weiter auf. Die einseitig verschleißenden Flanken und Spitzen der Zähne führten zu einer Veränderung der Zahnform (Abb. 5.30).

Da die Kette vorgespannt und nicht durch Fördergut belastet war, wurde an den Gleitschienen nur geringer Verschleiß festgestellt. Ausgenommen davon sind die Abschnitte der Gleitschiene, die sich auf der kurvenabgewandten Seite eines Bogenrades befanden. In diesen kippt die Kette durch die unterhalb der Anlagefläche wirkende Zugkraft



Abb. 5.27: Verschleiß Pin



Abb. 5.28: Verschleiß Pin/Kettenrad



Abb. 5.29: Verschleiß am Kettenrad



Abb. 5.30: Veränderte Zahnform

nach außen. Der äußere Bereich der Platte hinterlässt eine entsprechende Einlaufspur in der Gleitschiene (Abb. 5.31 und 5.32). Am Bogenrad selbst, das aus faserverstärktem Kunststoff besteht, ist nur eine leicht geglättete Oberfläche erkennbar.



Abb. 5.31: Verschleiß Gleitschiene



Abb. 5.32: Einlaufspur Gleitschiene

5.6 Übertragbarkeit der Prüfmethode

Ein großer Nachteil der Festigkeitsprüfung auf Testförderern ist der deutlich höhere Zeit- und Kostenaufwand dieser Art der Prüfung im Vergleich zur dynamischen Werkstoffprüfmaschine. Dieser Aufwand könnte zukünftig vermieden werden, wenn ein Zusammenhang zwischen den Bruchspielzahlen der dynamischen Prüfmaschine und den Umlaufzahlen der Testförderstrecken hergestellt werden könnte. Ausgehend von einer Gegenüberstellung der Ergebnisse von Pulser und Testförderer im Wöhlerdiagramm, wird nun versucht, eine solche Korrelation zu finden. Abb. 5.33 vergleicht

die Wöhlerlinien von Prüfmaschine und der Testförderstrecke mit einem Bogenrad. Die Linien der Testförderer basieren auf der statischen Bruchkraft sowie den mittleren Bruchspielzahlen bei drei Laststufen. Die in Richtung höherer Umlaufzahlen linear extrapolierten Abschnitte der Kurven sind gestrichelt dargestellt.

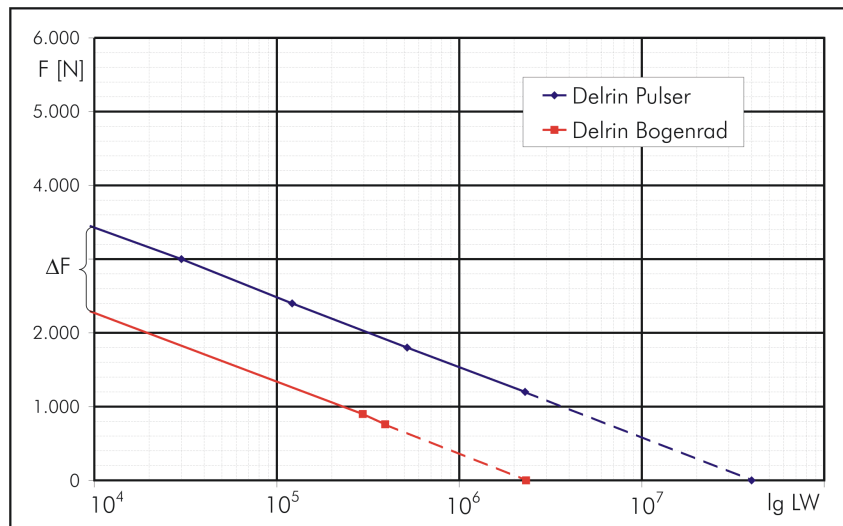


Abb. 5.33: Vergleich der Wöhlerlinien von Pulser und Testförderstrecken

Das Diagramm lässt erkennen, dass die Wöhlerlinien von Pulser und Testförderern etwa parallel verlaufen. Dies bedeutet, dass die Haltbarkeit auf den Testförderstrecken zwar deutlich geringer, der Festigkeitsabfall bei zunehmender Schwingungszahl aber vergleichbar mit dem Prüfmaschine ermittelten ist. Unter dieser Bedingung wäre die einfachste Übertragungsmöglichkeit zwischen Testförderer und Werkstoffprüfmaschine eine Parallelverschiebung der Linie des Testförderers in Richtung der Ordinate um eine bestimmte Kraftdifferenz ΔF , die bei Delrin z.B. 1.200 N beträgt. Ein ähnliche Vorgehensweise wurde in [PH86] unter dem Namen U0-Verfahren vorgeschlagen und anhand einer großen Anzahl von Lebensdauerlinien belegt.

Unter Anwendung dieses Verfahrens genügt es, die Wöhlerkurve auf einer Prüfmaschine und durch nur einen Versuch auf einem Testförderer mit Bogenrad die Kraftdifferenz zu ermitteln, um die Festigkeitseigenschaften einer Kette zu bestimmen. Durch einen weiteren Versuch auf einer Förderstrecke mit zwei Kurven könnte darüber hinaus der Festigkeitsabfall als Funktion der Kurvenanzahl bestimmt und durch Extrapolation auf eine noch größere Anzahl von Kurven übertragen werden. Es gilt allerdings abzuwägen, ob der zusätzliche Versuchsaufwand dafür gerechtfertigt ist, da sich in realen Förderstrecken die Kettenzugkräfte, die an den verschiedenen Kurven wirksam sind, unterscheiden. Im Gegensatz dazu bedingt das Prinzip der Krafterzeugung mit Bremse an den Versuchsförderstrecken eine nahezu gleiche Kettenzugkraft an allen Bogenrädern. Bei gleicher Kurvenanzahl und Maximalkraft würde eine Kette daher in einer realen Förderstrecke länger halten, als im Versuch ermittelt.

Die beschriebene Methode wird für den untersuchten Kettentyp als brauchbare Näherungslösung angesehen. Eine Anwendbarkeit auf weitere Kettentypen sollte durch zusätzliche Versuche verifiziert werden. Weiterhin ist zu beachten, dass sich neben den Materialeigenschaften auch konstruktive Parameter, wie Abmessungen und Gestaltung der Kette, Kurvenradius, Reibwert zwischen Pin und Kette etc., auf Beanspruchung

und Lebensdauer auswirken. Daher ist es für anders gestaltete Ketten auf jeden Fall erforderlich, deren Wöhlerlinie auf der Prüfmaschine und in wenigstens einem Versuch auf einem Testförderer mit Kurve die Kraftverschiebung ΔF zu ermitteln, um deren Haltbarkeit einschätzen zu können.

5.7 Schlussfolgerungen

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen haben viele bei der Belastungsanalyse vermutete Zusammenhänge bestätigt. In Bezug auf die Beanspruchung der Gleitketten kann zusammengefasst werden, dass ein Kettenumlauf um das Fördersystem im weitesten Sinne einem schwellenden Lastwechsel entspricht. Der konkrete Kraftverlauf hängt unmittelbar mit dem Aufbau der Förderstrecke zusammen, wobei sich eindeutig Bereiche mit verschiedener Anstiegscharakteristik erkennen und bestimmten Streckentypen zuordnen lassen. Maßgeblich für die Schädigungswirkung eines Umlaufes und damit die Lebensdauer ist aber weniger der Verlauf der Zugkraft, sondern die Amplitude, d.h. die maximal erreichte Kettenzugkraft.

Als weiteren wesentlichen, die Lebensdauer der Kette stark verkürzenden Faktor wurde die asymmetrische, mehrachsige Beanspruchung in Kurven nachgewiesen. Die neben der Radialkraft vor allem dafür verantwortliche, ruckartige Kraft bei der Schwenkbewegung des Pins, die in jedem Kettenglied ein- und ausgangs von Kurven erfolgt, konnte vom Messkettenglied zwar quantitativ nicht exakt ermittelt, jedoch als kurzzeitige Kraftüberhöhung indirekt registriert werden. Die negativen Auswirkungen dieser Schwenkbelastung auf die Lebensdauer wurden durch die Gegenüberstellung der Bruchumlaufzahlen von Förderstrecken mit und ohne Kurven sichtbar gemacht. Bereits wenn die Strecke nur eine Kurve enthält, sinkt die Lebensdauer auf weniger als ein Drittel im Vergleich zur ausschließlich geraden Strecke. Weitere Kurven bewirken eine zusätzliche, jedoch geringere Abnahme der Lebensdauer.

Da das Ausmaß der Lebensdauerverkürzung durch Kurvenstrecken von zahlreichen konstruktiven Parametern, sowie Material- und tribologischen Eigenschaften von Pin und Kette abhängt, kann keine allgemein gültige Übertragungsfunktion zwischen den auf der dynamischen Werkstoffprüfmaschine ermittelten Bruchspielzahlen und den Umlaufzahlen auf Testförderstrecken mit einer unterschiedlichen Anzahl von Kurven angegeben werden. Die anhand der Versuchsergebnisse vorgeschlagene Näherungslösung einer derartigen Funktion läßt sich nur unter dem Vorbehalt der experimentellen Verifizierung auf anders gestaltete Kettentypen übertragen.

Zur künftigen Bestimmung der Dauerfestigkeit bzw. Lebensdauer von Gleitketten unter praxisnahen Bedingungen wird folgender Versuchsablauf vorgeschlagen:

1. Ermittlung der Wöhlerlinie mittels dynamischer Werkstoffprüfmaschine
2. Ermittlung der Kraftverschiebung durch mindestens einen Versuch auf Testförderstrecke mit Kurve

Diese Vorgehensweise wird als guter Kompromiss zwischen der Begrenzung des erforderlichen Versuchsaufwandes und der für praktische Belange ausreichenden Genauigkeit der ermittelten Festigkeitskennwerte angesehen.

6 Erweiterte Berechnungsgrundlagen

6.1 Modifizierte Vorgehensweise

Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit war es, ausgehend von einem besseren Verständnis der Beanspruchungen und Festigkeitseigenschaften von Kunststoff-Gleitketten, deren Lebensdauer unter bestimmten Anwendungsbedingungen abschätzen zu können. Die Notwendigkeit dieses Anliegens wurde dadurch unterstrichen, dass in Literatur und Normen keine verbindlichen Berechnungsvorschriften und Festigkeitskennwerte für diese verbreiteten Fördersysteme existieren. In der vorliegenden Arbeit wurden experimentelle und analytische Untersuchungen zu verschiedenen Aspekten der Belastung und Haltbarkeit von Kunststoff-Gleitketten durchgeführt und deren Ergebnisse beschrieben.

Auf dieser Grundlage wird nun ein neuer Berechnungsansatz vorgeschlagen. Bislang war es üblich, eine maximal auftretende Kettenzugkraft zu ermitteln, die gleichermaßen für die Auslegung des Antriebes und die Beurteilung der Kettenfestigkeit herangezogen wurde. Dabei wurden alle Einflüsse und Betriebsbedingungen, die zu einer Erhöhung der Zugkraft beitragen könnten, über entsprechende Faktoren einbezogen. Mit den Einflussfaktoren wurde den unterschiedlichen Betriebsphasen ansatzweise Rechnung getragen – die Lebenserwartung der Gleitkette konnte damit jedoch nicht eingeschätzt werden. Abschn. 6.3 beschreibt einen neuen Ansatz, der eine rechnerische Abschätzung der Lebensdauer von Kunststoff-Gleitketten unter Beachtung der Betriebsphasen ermöglicht. Dieser macht es erforderlich, die Berechnung der Kettenzugkraft für jede der drei Betriebsphasen Leerlauf, Guttransport und Stauförderung durchzuführen, insofern diese im betrachteten Anwendungsfall auftreten. Die drei berechneten Kraftwerte werden anschließend über eine Beziehung zur Schadensakkumulation mit ihrem zeitlichen Anteil an der gesamten Betriebszeit gewichtet und daraus die Lebenserwartung abgeleitet. Damit ist eine genauere Modellierung der Belastungen, als mit der ausschließlichen Betrachtung der Maximalzugkraft möglich. Der Anfahrfaktor K_A und der Staufaktor K_S können dabei entfallen, da sich diese Einflüsse bereits in den Zeitanteilen der Betriebsphasen niederschlagen.

Die maximal auftretende Kettenzugkraft ist wie bisher ausschlaggebend für die Auslegung des Antriebs. Sie tritt im Staubetrieb auf und kann u. U. durch Anfahrvorgänge mit aufgestautem Gut noch weiter erhöht werden. Daher wird vorgeschlagen, der Dimensionierung des Antriebs die Kettenzugkraft im Staubetrieb zugrunde zu legen und diese zusätzlich mit dem Anfahrfaktor zu beaufschlagen, falls die projektierte Anlage mit aufgestautem Fördergut angefahren werden soll.

Abb. 6.1 verdeutlicht den vorgeschlagenen Berechnungsablauf schematisch, wobei die neuen Schritte durch ausgefüllte Elemente hervorgehoben sind.

Da die genaue Berechnung der Kettenzugkräfte eine wesentliche Voraussetzung für die exakte Dimensionierung von Antrieb und Kette ist, werden nun die bekannten Gleichungen hinsichtlich ihrer Genauigkeit bewertet. Für horizontale und vertikale Gleitbögen erfolgt die Herleitung neuer Beziehungen, welche die gemessenen Verläufe besser beschreiben können, als die bislang üblichen Kurvenfaktoren.

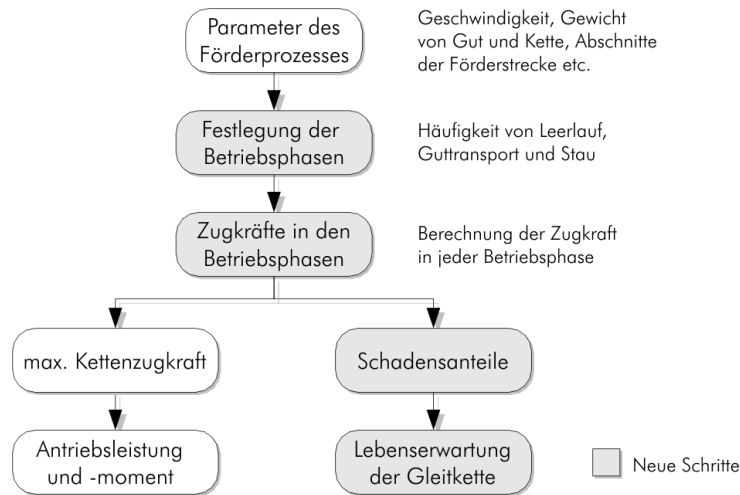


Abb. 6.1: Erweiterter Berechnungsablauf

6.2 Berechnung der Kettenzugkraft

6.2.1 Gerader Abschnitt

Die experimentellen Untersuchungen haben die Gültigkeit der bekannten Gleichungen zur Berechnung des Zugkraftverlaufs in geraden Strecken bestätigt (vgl. Kap. 5.5.1). Diese können aus Kap. 3.5.3 ohne inhaltliche Änderungen übernommen werden. Für die normale Gutbeförderung gilt:

$$F_K = F_{K-1} + L \cdot g \cdot [\sin \beta \cdot (q_c + q_p) + \cos \beta \cdot (q_c + q_p) \cdot \mu] \quad (6.1)$$

Wird kein Gut befördert, d.h. im Leerlauf der Anlage, ist $q_c = 0$ zu setzen und entfällt somit. Handelt es sich um Staubetrieb, ist folgende Beziehung anzuwenden:

$$F_K = F_{K-1} + L \cdot g \cdot \{ \sin \beta \cdot q_c + \cos \beta \cdot [(q_c + q_p) \cdot \mu + q_p \cdot \mu_p] \} \quad (6.2)$$

Die angegebenen Beziehungen vereinfachen sich bei ebenen Strecken ($\beta=0$), indem die Produkte mit $\sin \beta$ entfallen, während $\cos \beta$ eins wird.

6.2.2 Horizontales Bogenrad

Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse wurde festgestellt, dass sich der Zuwachs an Zugkraft in Bogenrädern nicht signifikant von dem in geraden Strecken unterscheidet. Wesentlicher Unterschied waren kurze Kraftspitzen zu Anfang und Ende des Rades, die auf Reibkräfte beim seitlichen Ein- bzw. Ausschwenken zurückgeführt wurden. Diese führen zwar zu einer erhöhten, mehrachsigen Beanspruchung und verringern die Lebensdauer wesentlich, wirken sich jedoch nicht auf die Kettenzugkraft aus. Die bisherige Praxis, die Gleichungen der geraden Strecken auf Bogenräder anzuwenden, wird damit bestätigt, da mit geringem Berechnungsaufwand ausreichend genaue Ergebnisse erzielt werden. Es sind die im vorherigen Abschnitt angegebenen Beziehungen (6.1) und (6.2) anzuwenden.

6.2.3 Horizontaler Gleitbogen

Die zur Berechnung der Zugkrafteerhöhung in Gleitbögen bisher verwendeten Bogenfaktoren besitzen einige Nachteile, auf die im Verlaufe dieser Arbeit mehrfach eingegangen wurde. Vorteilhaft wäre eine für beliebige Kurvenwinkel und Reibwerte zwischen Kette und Gleitschiene gültige, sowie mit den gemessenen Zugkräften in Übereinklang stehende mathematische Beschreibung des Zugkraftverlaufs in Gleitbögen. Nachfolgend wird deshalb eine Gleichung hergeleitet, die diese Anforderungen erfüllt.

Ausgangspunkt der Herleitung ist das Kräftegleichgewicht an einem Kettenglied. Um die differentielle Schreibweise der Kräfte formal zu rechtfertigen, ist zunächst eine Grenzwertbetrachtung vorzunehmen, bei der die Teilung t der Kette gegen null konvergiert. Da die Teilung realer Ketten deutlich kleiner als der Kurvenradius ist, führt diese Vereinfachung zu einem vernachlässigbaren Fehler. Die Kette stellt sich damit als biegeschlaffes, massebehaftetes Kontinuum dar, vergleichbar mit einem Seil nicht vernachlässigbarer Masse. Schneidet man nun ein infinitesimal kleines Stück dieses Kontinuums frei, ergeben sich die in Abb. 6.2 gezeigten Schnitt- und Reibkräfte.

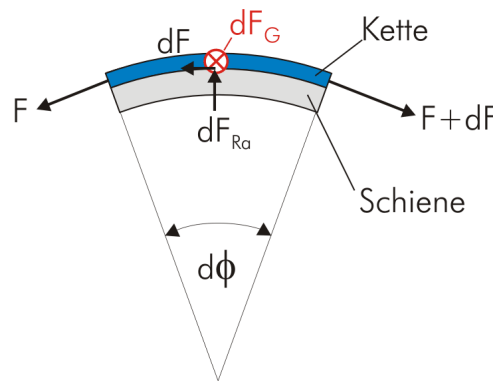


Abb. 6.2: Kräfte am Kurvenstück

F bezeichnet die am Anfang des Kettenstücks vom vorhergehenden Abschnitt eingeleitete Zugkraft. Da die seitliche Führung der Kette zylindrisch ist, liegen die Kräfte an Anfang und Ende des Kettenstücks nicht in einer Linie, sondern schließen einen Winkel $d\phi$ ein und erzeugen dadurch eine Radialkraft dF_{Ra} . Senkrecht zu den genannten Kräften wirken die zu dF_G zusammengefassten Gewichtskräfte von Kette und Gut, die in Abb. 6.2 durch einen Kreis mit Kreuz symbolisiert sind. Da dF_G nicht in der gleichen Ebene wie die übrigen Kräfte liegt, geht es nicht direkt in das Kräftegleichgewicht mit ein. Infolge der Relativbewegung zwischen Kette und ortsfester Schiene rufen sowohl Radial-, als auch Gewichtskräfte an den Kontaktstellen Reibkräfte hervor. Beide Anteile zusammen ergeben die Änderung der Kettenzugkraft dF des Abschnittes (Abb. 6.3).

Der Bogen $(F + dF) \cdot d\phi$ entspricht für kleine $d\phi$ der Sehne dF_{Ra} , so dass gilt:

$$dF_{Ra} = (F + dF) \cdot d\phi \quad (6.3)$$

Da $dF \cdot d\phi$ für $(d\phi \ll 1)$ klein zweiter Ordnung ist, wird gesetzt:

$$dF_{Ra} = F \cdot d\phi \quad (6.4)$$

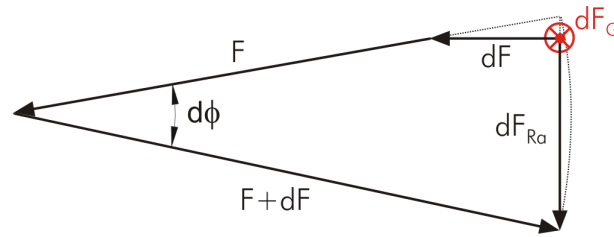


Abb. 6.3: Kräftegleichgewicht am Kettensegment

Die Änderung der Zugkraft infolge der Reibkräfte berechnet sich nach:

$$dF = \mu \cdot (dF_{Ra} + dF_G) \quad (6.5)$$

Mit $dF_G = r \cdot q \cdot d\phi$ und Gl. (6.5) ergibt sich:

$$dF = \mu \cdot (F \cdot d\phi + r \cdot q \cdot d\phi) \quad (6.6)$$

wobei der Übersicht halber

$$q = g \cdot (q_c + q_p) \quad (6.7)$$

gesetzt wurde.

Gleichung (6.4) gilt nur, wenn der Reibwert μ zwischen Kette und Auflage sowie Kette und seitlicher Führung gleich ist, was aber i.d.R. der Fall ist, da Führung und Auflage aus einem Werkstoff bestehen oder sogar in ein Bauteil integriert sind. Eine für unterschiedliche Reibwerte anwendbare Gleichung wird ab Gl. (6.14) hergeleitet.

Nach Ausklammern von $d\phi$ und Division beider Seiten mit $(F + r \cdot q)$ erhält man:

$$\frac{dF}{F + r \cdot q} = \mu \cdot d\phi \quad (6.8)$$

Durch die Integration beider Seiten, unter Verwendung der Beziehung:

$$\int \frac{dx}{x + a} = \ln(x + a) \quad (6.9)$$

für die linke Seite, entsteht folgender Ausdruck:

$$\mu \cdot \phi = |\ln(F + r \cdot q)|_{F_0}^F \quad (6.10)$$

Nach Einsetzen der Grenzen und Potenzieren beider Seiten zur Basis e entsteht:

$$\frac{F + r \cdot q}{F_0 + r \cdot q} = e^{\mu\phi} \quad (6.11)$$

Nach Umstellen erhält man:

$$F = (F_0 + r \cdot q) \cdot e^{\mu\phi} - r \cdot q \quad (6.12)$$

Ersetzt man q wieder entsprechend (6.7) und führt zur Kennzeichnung der Nummer des berechneten Abschnittes den Index k ein, wie dies bereits in Kap. 3.5 gehandhabt wurde, ergibt sich für die Kettenzugkraft in horizontalen Gleitbögen:

$$F_k = [F_{k-1} + r \cdot g \cdot (q_c + q_p)] \cdot e^{\mu\phi} - r \cdot g \cdot (q_c + q_p) \quad (6.13)$$

Folgende Beispielrechnung soll die Unterschiede zwischen der herkömmlichen Berechnung über Kurvenfaktoren und Gleichung (6.13) verdeutlichen. Gegeben sei:

- Anfangszugkraft $F_0=500$ N
- $q_c=25$ N/m, $q_p=200$ N/m
- Kurvenradius $r=0,5$ m

Tab. 6.1 zeigt die Ergebnisse beider Berechnungen für Kurvenwinkel von 30-180° und drei verschiedene Reibwerte (0,2; 0,3; 0,4) im Vergleich. Die Spalte Δ gibt den Unterschied der Werte bezogen auf die neue Gleichung in Prozent an.

Tab. 6.1: Vergleich der Berechnungsformeln

ϕ	$K\alpha$	$\mu=0,2$ F [N]			$\mu=0,3$ F [N]			$\mu=0,4$ F [N]		
		Alt	Neu	Δ	Alt	Neu	Δ	Alt	Neu	Δ
30°	1,2	654	573	14	681	612	11	708	653	8
45°	1,3	709	612	16	738	675	9	767	743	3
90°	1,6	872	743	17	908	896	1	944	1075	-12
180°	2,6	1417	1075	32	1476	1530	-4	1534	2153	-29

Bei kleinen Kurvenwinkeln ergeben die Kurvenfaktoren generell etwas zu hohe Zugkräfte. Es ist zu vermuten, dass zur besseren Handhabung die genauen Faktoren aufgerundet wurden. Die Werte der 90 und 180° Kurven weisen je nach Reibwert deutliche Unterschiede auf. Wie bereits in Abschn. 3.5.3 bemerkt, wird bei Verwendung der Kurvenfaktoren der tatsächliche Reibwert zwischen Kette und Gleitschiene nicht berücksichtigt. Offenkundig wurden die Faktoren bei einem Reibwert von ca. 0,3 ermittelt. Ist der tatsächliche Reibwert merklich geringer oder höher, weicht auch die errechnete Zugkraft entsprechend ab. Besonders bei großen Reibwerten und Winkeln ist die neue Gleichung im Sinne einer sicheren Auslegung zu bevorzugen. Andernfalls könnte die Underdimensionierung von Antrieb und Kette zu Funktionsstörungen bzw. vorzeitigen Versagen der betroffenen Komponenten führen.

Vergleich mit Meßwerten

Zur Kontrolle der abgeleiteten Beziehung wird nun eine Gegenüberstellung von am Gleitbogen gemessenen, mit nach der neuen Gleichung berechneten Zugkraftverläufen vorgenommen. Abb. 6.4 vergleicht zwei gemessene Kraftverläufe einer Förderstrecke mit Gleitbogen mit nach Gl. 6.13 berechneten Verläufen

Die Belastung wurde mit der Magnetbremse an der Umlenkung eingeleitet. Die Bremskräfte an der Momentenstütze betrugen 1 bzw. 2 kg. Infolge der höheren Belastung bei 2 kg wird der Motor abgebremst, so dass der Zugkraftverlauf im OT etwas gestreckt wird. Die Berechnungen wurden mit den Parametern $\mu=0,26$, $q_c=1$ kg/m und $r=0,7$ m durchgeführt. Das Diagramm zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Zugkraftverläufen. Die an Ein- und Auslauf der Kurve durch das seitliche Schwenken der Kettenglieder erzeugten Kraftüberhöhungen können mit Gl. 6.13 nicht beschrieben werden. Sowohl grundlegender Verlauf, als auch Endwert der Zugkraft nach dem Gleitbogen werden jedoch zutreffend berechnet.

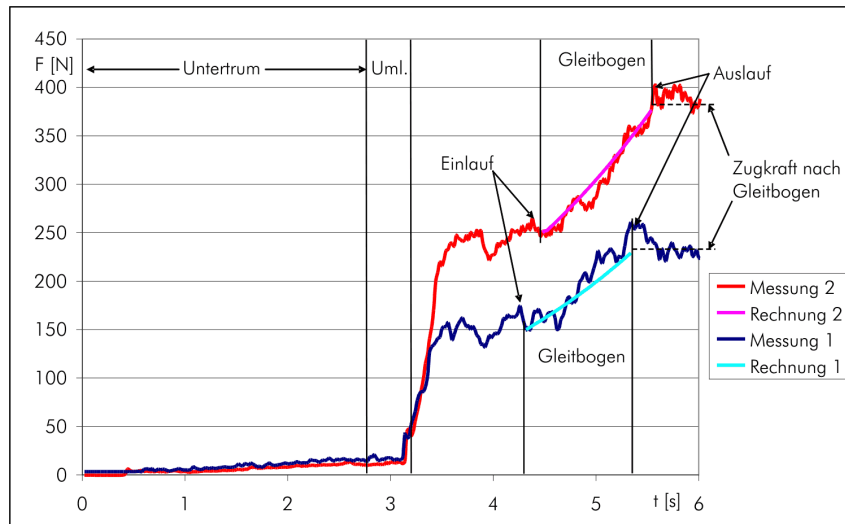


Abb. 6.4: Vergleich Messung-Rechnung der Zugkraft im Gleitbogen

Unterschiedliche Reibwerte

Mit der Einführung geteilter Ketten, bei denen sich ein Kettengrundkörper über eine Schnappverbindung mit zahlreichen Platten kombinieren lässt, können zwei verschiedene Werkstoffe für Grundkörper und Platte eingesetzt werden (Abb. 6.5).

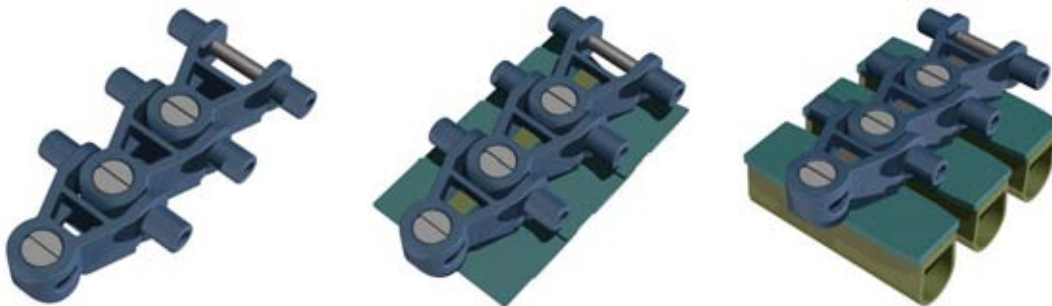


Abb. 6.5: Grundkörper mit unterschiedlichen Aufsätzen

Neben vereinfachter Herstellung und erhöhter Flexibilität der Plattengestaltung hat dies den Vorteil, dass sich die Werkstoffe hinsichtlich der abweichenden Anforderungen modifizieren lassen. Der Grundkörper muss vor allem Zugfest sein, während die Platte besonders gute Reib- und Verschleißigenschaften aufweisen sollte.

Dadurch sind beim Durchlaufen von Gleitbögen nunmehr zwei verschiedene Reibwerte zu beachten. Zwischen Grundkörper und Kurveninnenseite (Radialkraft) besteht der Kurvenreibwert μ_K , zwischen Platte und ebener Fläche der Gleitschienen wie gehabt μ . Abb. 6.6 illustriert die beiden Kontaktstellen mit ihren Reibwerten.

Für diesen Fall wird nun eine angepasste Gleichung zur Berechnung der Kettenzugkraft hergeleitet. Ausgangspunkt ist wieder das Kräftegleichgewicht nach Gl. (6.6), ergänzt um den zusätzlichen Reibwert μ_K :

$$dF = \mu_K \cdot F \cdot d\phi + \mu \cdot r \cdot q \cdot d\phi \quad (6.14)$$

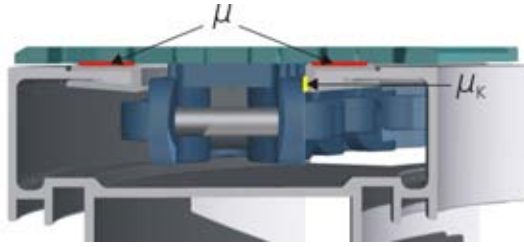


Abb. 6.6: Reibstellen zweiteiliger Ketten

Durch geeignete Umformung erhält man:

$$\frac{dF}{\left(F + \frac{\mu}{\mu_k} \cdot r \cdot q\right)} = \mu_k \cdot d\phi \quad (6.15)$$

Die weitere Herleitung erfolgt identisch zu Gln. 6.8 - 6.12, so dass auf die Wiederholung aller Schritte verzichtet werden kann. Im Ergebnis erhält man:

$$F_K = \left(F_{k-1} + \frac{\mu}{\mu_k} \cdot r \cdot g \cdot [q_c + q_p]\right) \cdot e^{\mu_k \phi} - \frac{\mu}{\mu_k} \cdot r \cdot g \cdot (q_c + q_p) \quad (6.16)$$

Gleichung (6.16) lässt sich nicht nur auf zweiteilige Ketten, sondern darüber hinaus auch auf ähnlich gestaltete Fördermittel mit unterschiedlichen Reibwerten in den beiden gezeigten Kontaktbereichen anwenden. Dies könnten z.B. auch Seile oder Riemen mit daran befestigten zweiteiligen Gleit- und Führungselementen sein.

Weitere Belastungsfälle

Obwohl Staubetrieb in Gleitbögen zu vermeiden ist, seien der Vollständigkeit halber auch die Gleichungen für diesen Lastfall angegeben. Dazu müssen die Reibkräfte zwischen Gut und Kette in Gl. 6.6 einbezogen werden:

$$\rightarrow dF = \left\{ \mu \cdot [F + r \cdot g \cdot (q_c + q_p)] + \mu_p \cdot r \cdot g \cdot q_p \right\} \cdot d\phi \quad (6.17)$$

Umstellung und Integration der Gleichung erfolgen analog zu Gl. (7.9-7.12), nachdem wieder eine integrierbare Form hergestellt wurde:

$$\frac{dF}{F + r \cdot g \cdot (q_c + q_p) + \frac{\mu_p}{\mu} \cdot r \cdot g \cdot q_p} = \mu d\phi \quad (6.18)$$

Mit den eingesetzten Grenzen k und $k - 1$ ergibt sich folgende Beziehung zur Berechnung der Zugkraft in Gleitbögen bei Staubetrieb:

$$F_k = F_{k-1} \cdot e^{\mu \phi} + r \cdot g \cdot \left[q_c + q_p \cdot \left(1 + \frac{\mu_p}{\mu} \right) \right] \cdot (e^{\mu \phi} - 1) \quad (6.19)$$

Abschließend sei noch die Gleichung zur Berechnung der Zugkraft von Gleitbögen, die eine zusätzliche Steigung mit einem Winkel β aufweisen, angeführt:

$$F_k = F_{k-1} \cdot e^{\mu \phi} + r \cdot g \cdot (q_c + q_p) \cdot \left(\cos \beta + \sin \frac{\beta}{\mu} \right) \cdot (e^{\mu \phi} - 1) \quad (6.20)$$

Da dieser Fall bei Gleitketten-Fördersystemen praktisch nicht auftritt, wird auf weitere Ausführungen hierzu verzichtet.

6.2.4 Vertikaler Gleitbogen

Derzeit gibt es in der Literatur keine Angaben dazu, wie die Erhöhung der Kettenzugkraft beim Durchlaufen vertikaler Gleitbögen berechnet werden kann. Prinzipiell wirken die gleichen Kräfte wie in der horizontalen Kurve, die Aufteilung der Gewichtskraft von Fördergut und Kette in die Komponenten Normalkraft (senkrecht zur Gleitschiene) und Zugkraft (in Richtung der Kette) ist aber von der Position eines Kettengliedes auf dem Gleitbogen, genauer von seinem Winkel zur Horizontalen abhängig. Dies kann mit dem stark vereinfachten Ansatz der Kurvenfaktoren, wie er bislang für horizontale Gleitbögen verwendet wurde, nicht berücksichtigt werden. Deshalb wird nun eine Formel für vertikale Gleitbögen hergeleitet. Es wird wieder vom Kräftegleichgewicht an einem kleinen Teil der Kette ausgegangen. Anders als bei der horizontalen Kurve, teilen sich die Gewichtskräfte an jedem Punkt der Kurve unterschiedlich in die Komponenten Radialkraft F_{Ra} und Zugkraft auf. Analog zur Kräftezerlegung an einer geneigten Ebene erhält man die beiden Komponenten durch Multiplikation der Gewichtskraft mit dem Cosinus bzw. Sinus des Winkels (Abb. 6.7).

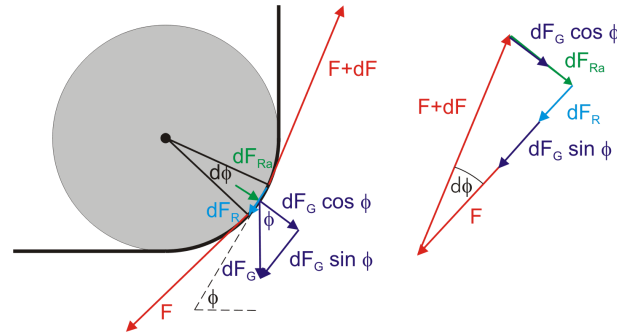


Abb. 6.7: Kräfte am vertikalen Gleitbogen

Die Radialkraft dF_{Ra} , die aufgrund des Winkels $d\phi$ zwischen F und $F + dF$ wirkt, ist genau so wie beim horizontalen Gleitbogen (vgl. Gl. (6.4)) zu berechnen:

$$dF_{Ra} = F \cdot d\phi \quad (6.21)$$

Gleiches gilt für die Gewichtskraft des betrachteten Kettenstücks:

$$dF_G = r \cdot g \cdot (q_c + q_p) \cdot d\phi \quad (6.22)$$

Zur Vereinfachung wird wieder $r \cdot g \cdot (q_c + q_p) = q$ gesetzt, so dass sich ergibt:

$$dF_G = q \cdot d\phi \quad (6.23)$$

Die hervorgerufene Reibkraft setzt sich aus zwei Anteilen zusammen – dies sind die Radialkraft F_{Ra} sowie die axiale Komponente der Gewichtskraft dF_G :

$$dF_R = dF_{Ra} \cdot \mu + \cos \phi \cdot dF_G \cdot \mu \quad (6.24)$$

Die Änderung der Kettenzugkraft stellt die Summe von Reibkraft und tangentialer Komponente der Gewichtskraft dar:

$$dF = dF_R + \sin \phi \cdot dF_G \quad (6.25)$$

Setzt man die vorhergehenden Beziehungen in Gl. (6.25) ein, ergibt sich:

$$dF = F \cdot \mu \cdot d\phi + q \cdot (\mu \cos \phi + \sin \phi) \cdot d\phi \quad (6.26)$$

Nach Umformung von (6.26) wird erkennbar, dass es sich um eine inhomogene lineare Differentialgleichung erster Ordnung handelt:

$$\frac{dF}{d\phi} - \mu \cdot F = q \cdot (\mu \cos \phi + \sin \phi) \quad (6.27)$$

Um diese zu lösen, wird zunächst das Störglied auf der rechten Seite von Gl. (6.27) vernachlässigt und die homogene Gleichung durch Trennung der Variablen gelöst:

$$\frac{dF}{F} = \mu \cdot d\phi \quad (6.28)$$

$$F = C \cdot e^{\mu\phi} \quad (6.29)$$

Zur Bestimmung des inhomogenen Anteils kommt die Variation der Konstanten zum Einsatz. Es gelte der Ansatz:

$$F = C(\phi) \cdot e^{\mu\phi} \quad (6.30)$$

mit dem nach einer Funktion $C(\phi)$ gesucht wird, welche eine Lösung der Differentialgleichung darstellt. Setzt man hierzu den Ansatz und dessen Ableitung:

$$F' = C' \cdot e^{\mu\phi} + C \cdot \mu \cdot e^{\mu\phi} \quad (6.31)$$

in die Differentialgleichung ein, so erhält man:

$$C'e^{\mu\phi} + \mu \cdot Ce^{\mu\phi} - \mu \cdot Ce^{\mu\phi} = q(\mu \cos \phi + \sin \phi)d\phi \quad (6.32)$$

Die gleichen Terme mit umgekehrten Vorzeichen heben sich auf und es ergibt sich:

$$C' = \frac{q \cdot (\mu \cos \phi + \sin \phi)}{e^{\mu\phi}} d\phi \quad (6.33)$$

Durch Integrieren dieser Beziehung erhält man die gesuchte Funktion $C(\phi)$:

$$\int C'(\phi) d\phi = C(\phi) = \frac{q \cdot (\sin \phi - \mu \cdot \cos \phi)}{e^{\mu\phi}} + C_0 \quad (6.34)$$

Setzt man diese in den gewählten Ansatz nach Gl. (6.30) ein, bekommt man die allgemeine Lösung der Differentialgleichung:

$$F = C_0 \cdot e^{\mu\phi} + q \cdot (\sin \phi - \mu \cos \phi) \quad (6.35)$$

Die Integrationskonstante C_0 erhält man über die Randbedingung $F(\phi_0) = F_0$:

$$C_0 = F_0 - \frac{q \cdot (\sin \phi_0 - \mu \cdot \cos \phi_0)}{e^{\mu\phi_0}} \quad (6.36)$$

Die vollständige Gleichung zur Berechnung (steigender) vertikaler Gleitbögen entsteht, indem man q durch $q = r \cdot g \cdot (q_c + q_p)$ ersetzt, C_0 einsetzt und wieder den Index k für die Nummer des Abschnittes einführt:

$$F_k = \left[\frac{F_{k-1} - rg(q_c + q_p)(\sin \phi_0 - \mu \cos \phi_0)}{e^{\mu\phi_0}} \right] \cdot e^{\mu\phi} + rg(q_c + q_p)(\sin \phi - \mu \cos \phi) \quad (6.37)$$

Durch Einsetzen eines Startwinkels ϕ_0 ungleich null, können auch Kurven berechnet werden, die bereits mit einer gewissen Steigung beginnen. Dies ist z.B. gegeben, wenn eine Kurve von der geneigten Strecke zurück zur Ebene führen soll. Da es sich hierbei um eine fallende Kurve handelt, wirken die Gewichtskräfte von Kette und Gut der Kettenzugkraft entgegen. Dies ist in Gl. (6.37) durch ein negatives Vorzeichen vor dem zweiten Term zu berücksichtigen, so dass für fallende Kurven gilt:

$$F_k = \left[\frac{F_{k-1} - rg(q_c + q_p) \cdot (\sin \phi_0 - \mu \cos \phi_0)}{e^{\mu \phi_0}} \right] \cdot e^{\mu \phi} - rg(q_c + q_p)(\sin \phi - \mu \cos \phi) \quad (6.38)$$

Um zu klären, wie gut die gefundene Gleichung mit gemessenen Verläufen übereinstimmt, erfolgt wieder eine Gegenüberstellung, die in Abb. 6.8 dargestellt ist.

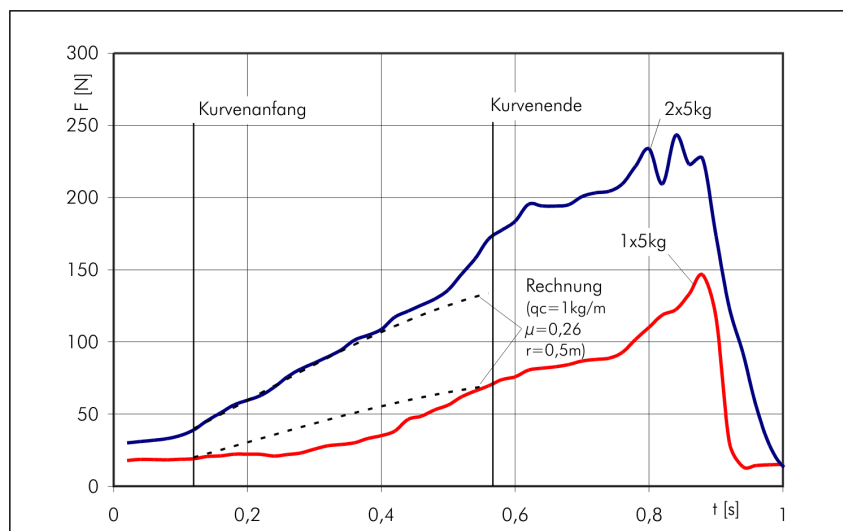


Abb. 6.8: Vergleich Messung / Rechnung vertikaler Gleitbögen

Das Diagramm zeigt, dass eine grundlegende Übereinstimmung der Verläufe besteht. Im Detail sind jedoch Abweichungen zu erkennen, auf deren mögliche Ursachen nun eingegangen wird. Der mit einem Massestück von 5 kg aufgenommene Verlauf liegt sichtbar unter dem errechneten. Grund dafür ist, dass die Gleichung eine konstante spezifische Belastung voraussetzt, während die reale Belastung in diesem Fall ein einzelnes Massestück war. Bei der Belastung mit zwei Massestücken decken sich die Verläufe besser – der errechnete Endwert der Kettenzugkraft bleibt jedoch hinter dem gemessenen zurück. Eine Ursache dafür wurde bereits bei der Durchführung der Versuche festgestellt: die exzentrische Anbringung der Massen führt ab einer gewissen Steigung zu einem Kippen der Kettenglieder in der Führung (Abb. 6.9).

Daraus resultieren zusätzliche Reibkräfte an den verkanteten Stellen, die in der Berechnungsformel nicht berücksichtigt werden. Sie sind von der geometrischen Gestaltung der Kette, der Gutmasse und der Exzentrizität der Anbringung abhängig. In vielen Anwendungsfällen werden vertikale Kurven mit relativ kleinem Kurvenwinkel (5-30°) eingesetzt, in denen kein Kippen stattfindet. Ausgehend davon wird eingeschätzt, dass die gefundene Gleichung den Zugkraftverlauf in vertikalen Kurven mit für praktische Einsatzfälle ausreichender Genauigkeit beschreibt.



Abb. 6.9: Kippen eines Kettengliedes

6.2.5 Übertragbarkeit der Gleichungen

Zahlreiche fördertechnische Einrichtungen, die sich hinsichtlich ihres Aufbaus sowie der Art des transportierten Gutes teilweise deutlich von den Gleitkettenförderern unterscheiden, sind in ähnlicher Weise von Reibkräften betroffen wie diese. Beispiele dafür sind Förderer, die ein gleitend geführtes, biegeflexibles Zugmittel nicht vernachlässigbarer Masse, wie Mattenketten, Seile, Gurte oder Rundriemen enthalten. Selbst Fördersysteme für Schüttgut, wie z.B. Stauscheibnförderer, lassen sich auf die gleiche Problematik eines (über die Stauscheiben) gleitend geführten, flexiblen Zugmittels (Laschenkette) zurückführen.

Die Berechnungsgrundlagen für viele dieser Förderer sind v.a. hinsichtlich der Reibkräfte in horizontalen und vertikalen Kreisbogenabschnitten ähnlich lückenhaft, wie dies bislang auch bei den Gleitketten-Fördersystemen der Fall war. Hingegen wurden für die Stauscheibnförderer (Rohrkettenförderer) zum Schüttguttransport theoretische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt und in [Kra99, S. 139-149] ein im Ergebniss dessen aufgestellter Berechnungsansatz veröffentlicht.

Trotz der offensichtlichen Unterschiede hinsichtlich Fördergut sowie Aufbau dieser Förderer tritt dort ebenfalls das Problem der Reibung in Kurven auf. Da auch die Herleitung der dort angegebenen Gleichungen auf ähnlichem Wege wie in dieser Arbeit erfolgte, soll nun eine kurze Gegenüberstellung der Gleichungen sowie der Ergebnisse eines Rechenbeispiels erfolgen. Im Unterschied zu dieser Arbeit, werden in [Kra99] die Gleichungen für einen beliebigen Neigungswinkel β (bzw. dessen Komplement $\alpha = 90^\circ - \beta$ der Ebene des Gleitbogens angegeben:

$$T(\psi) = \frac{1}{(1 + \mu^2)} \cdot [q \cdot r \cdot A - e^{\mu \cdot (\psi - \psi_0)} \cdot B] \quad (6.39)$$

$$A = (\mu^2 - 1) \cdot \cos \alpha \cdot \sin \psi - 2 \cdot \mu \cdot \cos \alpha \sin \psi - (\mu^2 + 1) \cdot \sin \alpha \quad (6.40)$$

$$B = qr \cos \alpha [(\mu^2 - 1) \cos \psi_0 - 2\mu \sin \psi_0] - (\mu^2 + 1) \cdot [qr \sin \alpha + T(\psi_0)] \quad (6.41)$$

Anhand eines Rechenbeispiels soll nun geprüft werden, ob mit Gln. (6.39 - 6.41) gleiche oder ähnliche Zugkräfte wie mit den in dieser Arbeit hergeleiteten errechnet werden. Folgende Daten seien gegeben:

- Anfangszugkraft F_0 bzw. $T(\psi_0)$: 500 N
- Kurvenradius r : 0,7 m, Reibungskoeffizient μ : 0,3
- Gesamtstreckenlast (Gut+Kette) $q = g \cdot (q_c + q_p)$: 100 N/m

Tab. 6.2 vergleicht die mit diesen Daten berechneten Kettenzugkräfte für einen horizontalen und einen vertikalen Gleitbogen mit jeweils 90° Kurvenwinkel.

Tab. 6.2: Vergleich der Berechnungsansätze

90°-Gleitbogen	F [N] - Gl. (6.13, 6.38)	F [N] - Gl. (6.39 - 6.41)
Horizontal	843,1	843,1
Vertikale	798,3	797,6

Die Tabelle zeigt, dass beide Ansätze für horizontale Gleitbögen übereinstimmen und auch für den vertikalen Gleitbogen nahezu identische Werte ergeben. Die minimale Abweichung ist möglicherweise unterschiedlichen Annahmen bzw. Vereinfachungen bei der Herleitung der Gleichung geschuldet. Die gute Übereinstimmung der Ergebnisse bestätigt, dass sich die hergeleiteten Gleichungen auch auf anders gestaltete Fördermittel übertragen lassen. Aufgrund ihrer vergleichsweise kurzen Form und damit einfacheren Handhabung sind die in dieser Arbeit angegebenen Gleichungen v.a. für die Stückgut-Förderung vorteilhafter anzuwenden, weil hierbei der allgemeinere Fall der beliebig im Raum geneigten Ebene, den Gln. (6.39 - 6.41) beschreiben, aufgrund der Gefahr des seitlichen Kippens von Gutstücken praktisch nicht auftritt.

6.3 Abschätzung der Lebensdauer

6.3.1 Vorgeschlagener Ansatz

Fazit der Belastungsanalyse war, dass ein Umlauf der Kette um die Förderstrecke einem schwellenden Lastwechsel entspricht, dessen Schädigungswirkung vor allem von seiner Amplitude bestimmt wird. Es wurde festgestellt, dass im praktischen Betrieb außerdem Zeiträume unterschiedlicher Belastung durch Fördergut und somit Belastungsamplitude auftreten. Bezogen auf die Terminologie der Festigkeitsrechnung handelt es sich also um ein mehrstufiges Lastkollektiv. Ergebnis der Festigkeitsuntersuchungen auf Pulser und Testförderstrecken waren Wöhlerlinien, welche die Festigkeitseigenschaften der Gleitkette beschreiben. Mit der in Abschn. 5.6 dargestellten Kraftverschiebung ΔF , kann der festigkeitsmindernde Einfluss von Kurven im Streckenverlauf näherungsweise berücksichtigt werden.

Um aus diesen Informationen (mehrstufiges Lastkollektiv, im Einstufenversuch ermittelte Wöhlerlinie) die Lebensdauer eines Bauteils berechnen zu können, existieren in der Festigkeitsrechnung verschiedene Konzepte zur Schadensakkumulation. Das am häufigsten angewandte Verfahren beruht auf der Hypothese einer linearen Schadensakkumulation, die auch als Miner-Regel in der Literatur bekannt ist [Hai89, S. 176]. Grundgedanke dabei ist, dass jedes Schwingspiel einer Laststufe den gleichen Schädigungsanteil im Bauteil bewirkt. Bei Erreichen der Bruchspielzahl beträgt die Summe

der Schädigungsanteile eins und das Bauteil versagt (vgl. Kap. 3.4.2). Umgekehrt lässt sich damit für ein Lastkollektiv die Lebensdauer des Bauteils errechnen. Zur Anwendung dieses Ansatzes auf Gleitketten-Fördersysteme sind die in Abb. 6.10 gezeigten Arbeitsschritte erforderlich.

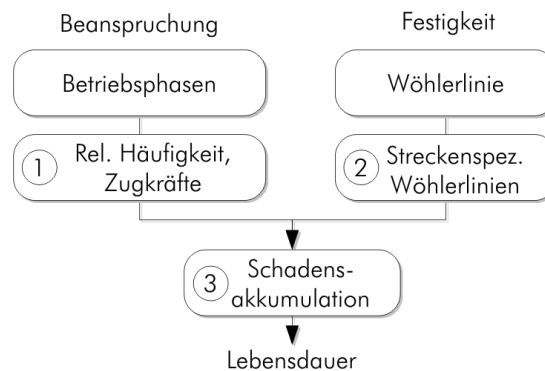


Abb. 6.10: Abschätzung der Lebensdauer

Zunächst müssen Zeiträume ähnlicher Belastung zu Betriebsphasen zusammengefasst (klassifiziert) werden, so dass sich ein Lastkollektiv mit möglichst wenigen Laststufen ergibt. Im nächsten Schritt ist die Amplitude jeder Laststufe, d.h. die maximale in der Betriebsphase auftretende Kettenzugkraft, zu berechnen. Dann werden die den Amplituden zugeordneten ertragbaren Umlaufzahlen aus der um den Streckenfaktor korrigierten Wöhlerlinie der Kette entnommen. Aus den ertragbaren Spielzahlen, sowie den relativen Häufigkeiten der Betriebsphasen liefert die Schadensakkumulation schließlich die zulässige Umlaufzahl.

6.3.2 Festlegung der Betriebsphasen

In Kap. 4.3 wurde dargestellt, dass die Beanspruchungen in einer Förderstrecke nicht zeitlich konstant, sondern Phasen unterschiedlicher Belastung unterworfen sind. Voraussetzung für eine mathematische Beschreibung und Handhabung der Belastungen ist es, diese zu klassifizieren. Aufgrund der oben angesprochenen Unsicherheiten bei der Abschätzung der Belastungen ist es zweckmäßig, die Anzahl der Klassen bzw. Laststufen so gering wie möglich zu halten. Nicht zuletzt sinkt dadurch auch der Aufwand zur Berechnung der Zugkräfte für die Laststufen. Es wird deshalb vorgeschlagen, sich auf die folgenden Betriebsphasen zu beschränken:

1. Anfahrvorgänge
2. Leerlauf
3. Transport von Gut
4. Stauförderung

Eine feinere Klassifizierung, die zusätzlich Zeiträume mit unterschiedlichen Mengen beförderten Gutes unterscheidet, ist grundsätzlich möglich. Sie erhöht aber den Berechnungsaufwand und evtl. auch die Fehler bei der Annahme der Lasten, was den

erhofften Genauigkeitsvorteil wieder relativiert. Eine Laststufe wird durch folgende zwei Parameter gekennzeichnet:

1. Lastamplitude (Maximalwert der Kettenzugkraft)
2. Relative Häufigkeit (Zeitanteil der Phase an der gesamten Betriebszeit)

Die Amplitude einer Laststufe entspricht der maximalen Kettenzugkraft, die nach den in Abschn. 6.2 angegebenen Gleichungen für jede Betriebsphase zu berechnen ist. Dabei ist die jeweils relevante Gutbelastung q_p einzusetzen (Leer: 0, Transport: q_{pT} , Staubetrieb q_{pS}) und für den Staubetrieb der Staukraftanteil zu beachten.

Je nach Anwendungsfall ist es auch möglich, bestimmte Streckenteile von einer oder mehreren Betriebsphasen auszuschließen. Wenn in einem Abschnitt z.B. generell kein Stau auftreten kann, entfällt bei diesem der Stauanteil auch bei der Berechnung der Zugkraft im Staubetrieb. Analog dazu können Abschnitte behandelt werden, die ständig ohne Fördergut laufen – q_p ist dann unabhängig von der gerade berechneten Betriebsphase immer mit null einzusetzen.

Zur Berechnung der Anfahrkraft muss geprüft werden, in welchen Betriebszuständen angefahren werden soll, wobei die max. Belastung in der Reihenfolge Staubetrieb, Transport sowie Leerlauf entscheidet. Zusätzlich ist der Anfahrfaktor (S. Abschn. 3.5.4) einzubeziehen, um den Anfahrstoß zumindest ansatzweise zu berücksichtigen.

Sind die Amplituden der Laststufen berechnet, gilt es, deren relative Häufigkeiten, d.h. den Anteil an der gesamten Betriebszeit, festzulegen. Dazu empfiehlt es sich, Durchsatz und Arbeitsweise der mit dem Förderer verketteten Anlagen in die Betrachtung einzubeziehen. Je nachdem, ob deren Arbeitsweise kontinuierlich, periodisch, intermittierend etc. ist, wird sich dies auch auf die Belastung der Förderstrecke auswirken. Eine allgemeingültige Anleitung zur Festlegung lässt sich aber aufgrund der Vielzahl möglicher Einsatzfälle nicht angeben. Tab. 6.3 zeigt anhand eines Beispiels die notwendigen Kenndaten der Betriebsphasen.

Tab. 6.3: Kennwerte der Betriebsphasen

Betriebsphase	Häufigkeit	Max. Zugkraft
1 Leerlauf	0,2	300 N
2 Transport	0,5	500 N
3 Staubetrieb	0,2	650 N
4 Anfahren	0,1	700 N

6.3.3 Ertragbare Umlaufzahlen

Nachdem die Amplituden des Lastkollektivs bestimmt wurden, sind die ihnen zugeordneten, ertragbaren Umlaufzahlen aus dem Wöhlerdiagramm abzulesen. Das auf der

dynamischen Prüfmaschine aufgenommene Wöhlerdiagramm ist kettentyp- und materialspezifisch und gibt zunächst nur Aufschluss über die Haltbarkeit in einer ausschließlich geraden Förderstrecke. In Abschn. 6.3.2 wurde anhand der Versuchsergebnisse gezeigt, dass die verringerte Haltbarkeit bei Verwendung von Kurven näherungsweise auf die Pulserkennlinie zurückgeführt werden kann, wenn man zur errechneten Zugkraft einen Korrekturwert ΔF aufschlägt und die zugeordneten Schwingspiele abliest. Abb. 6.11 soll dies am Beispiel der Staukraft von 650 N bei einer Delrin-Kette mit $\Delta F=1.200$ N (vgl. Abschn. 5.6, S. 87) verdeutlichen.

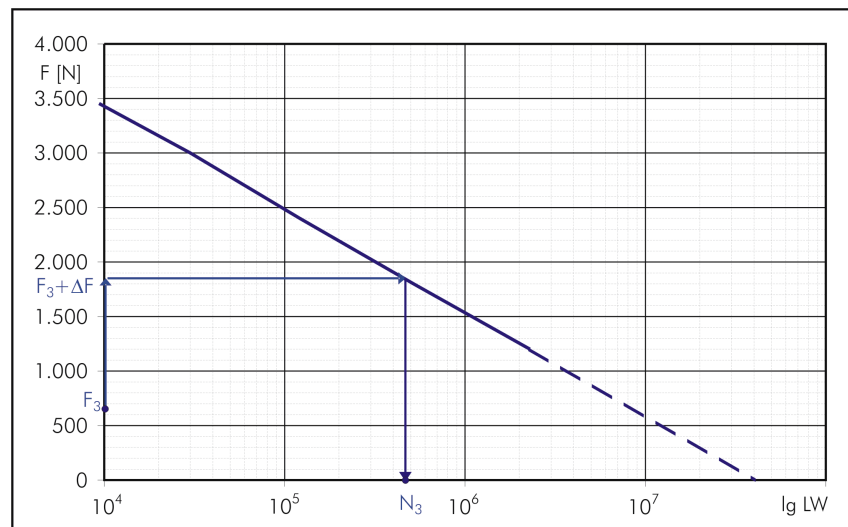


Abb. 6.11: Ablesen der ertragbaren Umlaufzahl (Delrin-Kette)

Für die Staukraft ergibt sich eine ertragbare Umlaufzahl von $4,4 \cdot 10^5$. Sind die ertragbaren Umlaufzahlen aller Betriebsphasen auf diese Weise abgelesen, ergibt sich der in Tab. 6.4 gezeigte Datensatz. Dieser enthält alle zur Abschätzung der Lebensdauer notwendigen Informationen.

Tab. 6.4: Kompletter Datensatz der Betriebsphasen

Betriebsphase	Häufigkeit	Max. Zugkraft	Umlaufzahl
1 Leerlauf	0,2	300 N	$1,0 \cdot 10^6$
2 Transport	0,5	500 N	$5,2 \cdot 10^5$
3 Staubetrieb	0,2	650 N	$4,4 \cdot 10^5$
4 Anfahren	0,1	700 N	$3,0 \cdot 10^5$

6.3.4 Berechnung der Lebensdauer

Nach der elementaren Form der Miner-Regel (lineare Schadensakkumulation) erzeugt jedes Schwingspiel einer Laststufe i einen Schädigungsanteil ΔD_i , der dem Kehrwert der ertragbaren Schwingspielzahl der Laststufe N_i entspricht [Hai89, S. 177 ff.]:

$$\Delta D_i = 1/N_i \quad (6.42)$$

Ein Bauteil versagt, wenn die ertragbare Schwingenspielzahl, d.h. eine Gesamtschädigung $D = 1$, die sich aus der Summe der Teilschäden D_i ergibt, erreicht wird:

$$D = \sum_i \Delta D_i = 1 \quad (6.43)$$

Abhängig von der auf einer Laststufe ausgeführten Schwingenspielzahl n_i , sowie der ertragbaren Spielzahl N_i , ruft diese einen Teilschaden D_i hervor:

$$D_i = n_i \cdot \Delta D_i = n_i / N_i \quad (6.44)$$

Im Falle der Gleitketten interessiert die erzielbare Lebensdauer, also die ertragbare Anzahl der Umläufe bis zum Bruch der Kette. Diese setzt sich zusammen aus Umläufen unter den Amplituden des Lastkollektivs. Die im vorletzten Abschnitt festgelegte relative Häufigkeit H_i einer Laststufe bestimmt, wieviele Umläufe n_i mit der entsprechenden Amplitude anteilig an der Gesamtumlaufzahl n ausgeführt werden:

$$n_i = H_i \cdot n \quad (6.45)$$

Setzt man diese Beziehung in Gl. (6.44) ein, ergibt sich:

$$D = \sum_i \Delta D_i = \sum_i \frac{H_i \cdot n}{N_i} = n \cdot \sum_i \frac{H_i}{N_i} = 1 \quad (6.46)$$

Durch Umstellen von Gl. (6.46) ergibt sich schließlich die Gesamtumlaufzahl n :

$$n = \frac{1}{\sum_i H_i / N_i} \quad (6.47)$$

Um außerdem die zu erwartenden Betriebsstunden bis zum Bruch der Kette ermitteln zu können, ist noch die Zeit für einen Umlauf auszurechnen. Diese ergibt sich aus der Gesamtlänge der Kette L_G und der Fördergeschwindigkeit v :

$$t = \frac{L_G}{v \cdot 3600} \cdot n \quad (6.48)$$

Setzt man die Werte des Beispieldatensatzes von Tab. 6.4 aus dem letzten Abschnitt in (6.47) ein, erhält man:

$$n = \frac{1}{\frac{0,2}{1,0 \cdot 10^6} + \frac{0,5}{5,2 \cdot 10^5} + \frac{0,2}{4,4 \cdot 10^5} + \frac{0,1}{3,0 \cdot 10^5}} \quad (6.49)$$

Ausgerechnet ergibt sich für die insgesamt ertragbare Umlaufzahl ein Wert von $5,13 \cdot 10^5$. Nimmt man zusätzlich eine Kettenlänge von 10 m und eine Geschwindigkeit von 0,5 m/s an, erhält man für die zu erwartende Betriebszeit bis zum Bruch:

$$t = \frac{10m}{0,5m/s \cdot 3600h/s} \cdot 5,13 \cdot 10^5 = 2850 h \quad (6.50)$$

Mit dem beschriebenen Ablauf kann die Bruchlebensdauer von Gleitketten in beliebig gestalteten Förderstrecken näherungsweise berechnet werden. Bei seiner Darlegung wurde mehrfach auf notwendige Annahmen bzw. Vereinfachungen, sowie auf Fehlermöglichkeiten, z.B. bei der Einschätzung der Betriebsphasen, hingewiesen.



Abb. 6.12: Fehlermöglichkeiten bei der Berechnung der Lebensdauer

6.3.5 Fehlerbetrachtung

Eine Übersicht möglicher Fehlerquellen bei der im vorigen Abschnitt beschriebenen Berechnung der Lebensdauer zeigt Abb. 6.12.

Grundlegend kann zwischen Fehlern der Festigkeit und Fehlern der Lastannahme unterschieden werden. Darüber hinaus können aber auch die Hypothesen, auf deren Grundlage die Lebensdauer berechnet wird, zu Fehlern führen.

Fehler der Festigkeitswerte resultieren v.a. aus Ungenauigkeiten der experimentell ermittelten Kennwerte. Hauptfehlerquelle der Festigkeitsuntersuchungen ist eine ungenaue Lastaufbringung. Dieser Einfluss kann bei der dynamischen Prüfmaschine, mit einer vom Hersteller angegebenen Genauigkeit der Kraftregelung von 1% vernachlässigt werden. Trotz fortlaufender Kontrolle ist der Belastungsfehler der Versuchsförderstrecken deutlich größer, da diese über keine Regelung verfügen und mehr schlecht kontrollierbaren Einflüssen unterliegen. Dazu zählen v.a. temperaturabhängige Schwankungen der Bremskraft und nicht erfassbare Veränderungen des Reibwertes während der Versuchsdauer. Auch die zur Messung des Bremsmomentes, sowie der zugeordneten Kettenzugkraft verwendeten Meßmittel besitzen eine Genauigkeit von ca. 2%. Insgesamt wird der Fehler der Zugkrafterzeugung auf den Testförderstrecken auf ca. 10% geschätzt. Demgegenüber ist der Einfluss veränderlicher Umgebungsbedingungen im Versuchsfeld (Temperatur, Luftfeuchte, Sonneneinstrahlung) als geringer zu bewerten. Gleiches gilt für die Schwankung der Festigkeitseigenschaften verschiedener Chargen von Ketten. Die wegen der langen Versuchszeiten geringe Anzahl von Stichproben erlaubt nur eine vereinfachte statistische Auswertung. Aussagen über die Verteilungsfunktion der Bruchspielzahlen können nicht getroffen werden. Folglich sind die errechneten Mittelwerte und Streubreiten mit einem Fehler behaftet, der nur anhand eines größeren Stichprobenumfangs quantifizierbar wäre.

Auf Grundlage der Zugkraftmessungen und der in Abschn. 6.2.3 für Gleitbögen entwickelten Gleichungen ist eine fundierte und exakte Berechnung der Zugkraftamplitude möglich geworden. Dennoch führt eine Fehleinschätzung der Menge bzw. Masse des Fördergutes in den einzelnen Betriebsphasen zu einer fehlerhaften Zugkraft. Auch wird die Annahme diskreter, täglich periodischer Betriebsphasen in manchen Anwendungsfällen von der Wirklichkeit abweichen. Fehler bei der Einschätzung der Häufigkeiten der Betriebsphasen verfälschen deren Schädigungsanteile und damit die errechnete Lebensdauer. Eine weitere wesentliche Fehlerquelle bei der Zugkraftberechnung liegt in der Verwendung eines falschen Reibwertes. Im Sinne exakter Ergebnisse ist der

Reibwert der vorgesehenen Materialpaarung Kette/Schiene, unter Beachtung einer ausreichenden Einlaufphase, zu ermitteln bzw. zu verwenden.

Neben den erwähnten Fehlern von Festigkeit bzw. Lastkollektiv beruht auch die Berechnung der Lebensdauer selbst auf verschiedenen Annahmen bzw. Vereinfachungen, die immer gewisse Abweichungen gegenüber den tatsächlichen Zusammenhängen mit sich bringen. So wurden gegen die der Miner-Regel zugrunde liegende Hypothese einer linearen Schadensakkumulation in der Literatur zahlreiche Einwände vorgebracht, die sich auf Abweichungen zwischen errechneter Lebensdauer und Wirklichkeit beziehen. Als Hauptursache dafür wird vielfach die fehlende Berücksichtigung der Reihenfolge bzw. Wechselwirkungen unterschiedlicher Amplituden bei der Schädigungsberechnung angesehen. Mangels genauerer Alternativen bleibt nur die Möglichkeit, die Miner-Regel durch Sicherheitszuschläge o.ä. in geeigneter Weise zu modifizieren, um die Verlässlichkeit der Lebensdauer-Vorhersage zu verbessern [Hai89, S. 222 f.]. Bei den Gleitketten ist hier v.a. die Verringerung der Lebensdauer durch Kurven problematisch. Der Vorschlag, dies durch eine Kraftverschiebung ΔF ähnlich dem U0-Verfahren zu berücksichtigen, stellt ebenfalls eine Näherungslösung dar, wobei v.a. der Einfluss einer größeren Kurvenanzahl unsicher ist.

6.3.6 Diskussion weiterer Ansätze

In Anbetracht der angeführten Fehlerquellen sowie der bekannten Kritikpunkte an der Miner-Regel stellt sich die Frage, ob andere Ansätze der Berechnung oder auch der Bauteilprüfung möglicherweise genauere Ergebnisse liefern könnten. Durch Nutzung der prüftechnischen Möglichkeiten der Servohydraulik in Verbindung mit der digitalen Signalaufbereitung konnten sich in jüngerer Zeit Betriebslastennachfahr-Versuche zur wirklichkeitsnahen Ermittlung der Lebensdauer etablieren. Eine aktuelle Anwendung derartiger Verfahren zum Nachweis der Betriebsfestigkeit von in Fahrwerkslagern einzusetzenden Elastomerbauteilen beschreibt [Hel04]. Um die Versuchsdauer zu verkürzen, die zum Nachfahren der tatsächlichen Betriebslasten erforderlich wäre, werden die Möglichkeiten der digitalen Signalverarbeitung und -filterung genutzt, um Lastspiele mit einer geringen Schädigungswirkung, sowie Halte- und Stillstandszeiten aus dem gemessenen Lastverlauf zu eliminieren. Bei geeigneter Wahl der Grenzwerte kann bei verringertem Zeitbedarf mit ausreichend praxisnahem Belastungsverlauf und entsprechend genauen Ergebnissen geprüft werden.

Für Kunststoff-Gleitketten eignet sich das Nachfahren der realen bzw. digital verkürzten Betriebslasten hingegen weniger. Aufgrund des speziellen Beanspruchungsablaufes sind die erzielten Ergebnisse nur bedingt verallgemeinerbar [Cot92, S. 125]. Im Hinblick auf eine Dimensionierung sind sie nur dann verwendbar, wenn das betrachtete Bauteil während seiner Nutzungsdauer einem identischen Beanspruchungsablauf wie bei der Prüfung unterworfen ist [Hai89, S. 74]. Bei der Analyse der Beanspruchungen und ebenso bei der Auswertung der Dauerversuche auf Testförderstrecken wurde deutlich, dass der tatsächliche Beanspruchungsverlauf, dem eine Gleitkette ausgesetzt ist, nicht nur von den zahlreichen, unterschiedlichen Einsatz- und Belastungsmöglichkeiten, sondern auch stark vom Aufbau einer Förderstrecke abhängt. Die möglichen Beanspruchungen sind so unterschiedlich, dass sie nicht zu einem äquivalenten Verlauf

verallgemeinert werden können, der die Grundlage für einen statistisch repräsentativen Betriebslastennachfahr-Versuch bilden müsste.

Trotz der genannten Kritikpunkte stellt daher die Miner-Regel, erweitert um die Korrektur des Streckeneinflusses, derzeit die einzige praktikable Hypothese dar, um die Lebensdauer von Gleitketten unter den zahlreichen möglichen Belastungsverläufen auf Festigkeitskennwerte zurückzuführen, die im Einstufenversuch ermittelt wurden. Zur Einsparung der zeitaufwendigen Prüfung auf dem Testförderer mit Kurvenstrecke könnte zusätzlich versucht werden, die geprüften Kettenglieder zusammen mit einer zylindrischen Anlagefläche in die Werkstoffprüfmaschine einzuspannen, um sich damit den realen Belastungsverhältnissen in Kurven anzunähern. Der neu vorgeschlagene Ansatz stellt trotz der diskutierten Fehlermöglichkeiten einen wesentlichen Fortschritt gegenüber dem bisherigen dar. Er erlaubt es erstmals, die Lebensdauer von Kunststoff-Gleitketten überschlägig zu berechnen und berücksichtigt dabei in praxisnaher Weise verschiedene Belastungsphasen sowie den Einfluss der Streckenführung auf Belastungsverlauf und Haltbarkeit der Ketten.

7 Berechnungsprogramm

7.1 Konzeption

Die Ende des letzten Abschnittes vorgeschlagene Berechnungsmethode erfordert die Beachtung zahlreicher Gleichungen, Kennwerte und Hinweise zur Auslegung von Gleitkettenförderern. Obwohl es damit möglich ist, eine Dimensionierung von Hand durchzuführen, wird dies bei komplexeren Layouts mit vielen Streckentypen schnell unübersichtlich und aufgrund des iterativen Vorgehens fehlerträchtig. Der Zeitaufwand für eine derartige Berechnung ist ebenfalls nicht zu unterschätzen.

Um die Überprüfung und Anwendung der neuen Berechnungsmethode zu erleichtern, wurde eine Berechnungssoftware für PC's entwickelt. Ein wesentliches Ziel war dabei, die Anzahl der für einen Auslegungsvorgang vom Benutzer einzugebenden Daten so gering wie möglich zu halten. Dazu waren die im Verlauf dieser Arbeit in Form von Kennwerten und Gleichungen gefundenen Erkenntnisse weitgehend in das Programm zu integrieren. Darüber hinaus sollten alle berechnungsrelevanten Kennwerte von Ketten, Gleitschienen, typischen Fördergütern und Umgebungsbedingungen zu einer Datenbank zusammengefasst werden, aus der das Rechenprogramm die zur Auslegung benötigten Daten abrufen kann.

Durch Aufteilung der Berechnung in inhaltlich abgegrenzte Schritte, Konsistenzprüfung der Benutzereingaben und eine Hilfefunktion für alle Dialoge sollten Fehler reduziert werden. Die Trennung von Programmcode und Texten der Benutzeroberfläche, die in eine separate Sprachdatei ausgelagert sind, minimiert den Aufwand für die Übersetzung des Programms in eine Fremdsprache. Zur Integration in die Windows – Oberfläche sollte außerdem ein Setup-Programm erstellt werden, das die einfache Installation und Deinstallation der Software ermöglicht.

7.2 Implementierung

Zu Beginn der Programmentwicklung wurde ein schematischer Ablaufplan aufgestellt, der die wesentlichen Schritte der Berechnung verdeutlichte. Bereits in dieser Phase wurde großer Wert auf eine benutzerfreundliche Gliederung der Abläufe gelegt. Für die Benutzeroberfläche wurde die Form eines Assistenten gewählt, d.h. der Benutzer wird durch eine feste Abfolge überschaubarer Einzelschritte bequem zum Ergebniss begleitet. Um Anzahl und Umfang der Schritte günstig festlegen zu können, wurden inhaltlich zusammenhängende Aufgaben der Benutzerinteraktion ermittelt und in einen schematisierten Ablaufplan überführt (Abb. 7.1). Auf eine detaillierte Darstellung des Programmaufbaus aus Entwicklersicht wird verzichtet. Statt dessen gibt Abb. 7.2 einen Überblick der Komponenten des Programms und deren Zusammenwirken untereinander und mit dem Benutzer.

Das Berechnungsprogramm selbst wurde mit Visual C++ unter Verwendung der MFC-Klassenbibliothek programmiert. Speicherung und Verwaltung der Kenndaten von

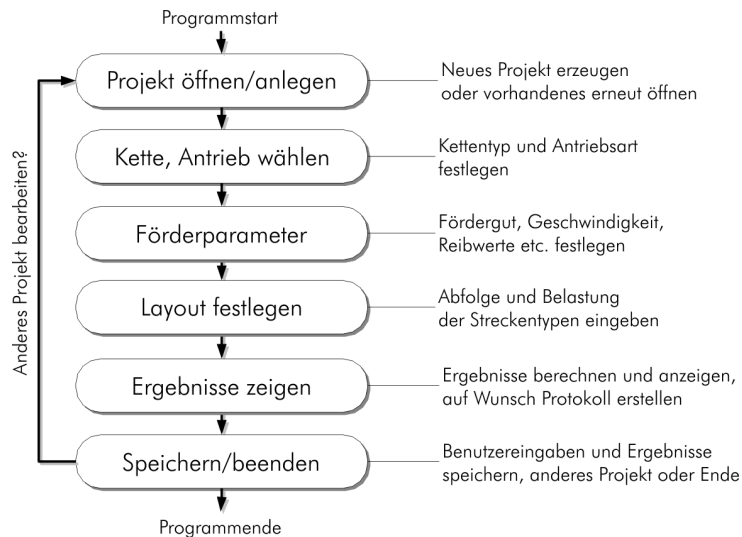


Abb. 7.1: Vereinfachter Algorithmus des Programms

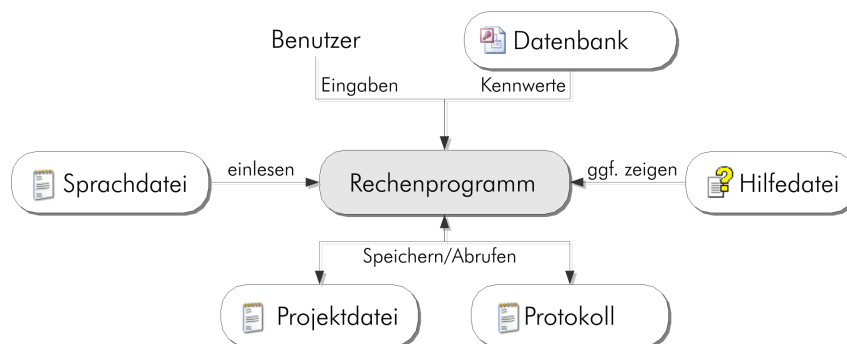


Abb. 7.2: Zusammenspiel der Komponenten des Berechnungsprogramms

Ketten, Schienen etc. erfolgen in einer MS Access Datenbank. Das Programm ruft aus dieser die für eine Berechnung benötigten Daten mittels der DAO (Data Access Objects) Klassen der MFC und des MS Jet Datenbanktreibers ab. Der Benutzer wird damit von zahlreichen Eingaben entlastet – die dennoch erforderlichen Eingaben werden in Projektdateien gespeichert, die sich später erneut aufrufen und ändern lassen. Eine externe Sprachdatei beinhaltet alle Texte für Beschriftungen oder Hinweismeldungen – um das Programm in einer weiteren Sprache zur Verfügung zu stellen, genügt es damit im Wesentlichen, die Inhalte dieser Datei zu übersetzen. Zu jedem Schritt der Berechnung kann ein zugeordneter Abschnitt der Hilfedatei angezeigt werden, die mit dem MS HelpWorkshop aus einzelnen HTML-Seiten generiert wurde. Ein mit der Freeware „Inno Setup“ von Jordan Russell erstelltes Setup-Programm erlaubt die einfache Installation bzw. Deinstallation des Programms und seiner Komponenten auf allen derzeit bekannten 32bit-Windows Plattformen.

7.3 Funktionsumfang

Folgende Aufzählung der wichtigsten Funktionsmerkmale soll die Leistungsfähigkeit des entwickelten Programms kurz beleuchten:

- Setup-Routine zur einfachen Installation/Deinstallation des Programms
- Schrittweise Benutzerführung durch den Berechnungsablauf
- Hilfe mit detaillierten Hinweisen zu jedem Schritt abrufbar
- Mehrsprachige Oberfläche, derzeit zwischen deutsch und englisch umschaltbar
- Prüfung der Eingaben, Warnungen bei Fehlern oder überlast
- Berechnung aller Antriebstypen und Arten von Förderern möglich
- Alle Streckentypen sind implementiert (Geraden, horiz. und vert. Kurven, Räder)
- Praktisch unbegrenzte Anzahl von Strecken in beliebiger Kombination
- Überblick durch Visualisierung des Layouts (Abb. 7.3)
- Protokoll der Berechnung für Druck bzw. Archivierung

Die Kennwertdatenbank enthält neben den experimentell ermittelten Festigkeitswerten auch Reibwerte für verbreitete Kombinationen von Ketten- und Gleitschienen- bzw. Fördergutmaterialien und kann darüber hinaus leicht erweitert werden.

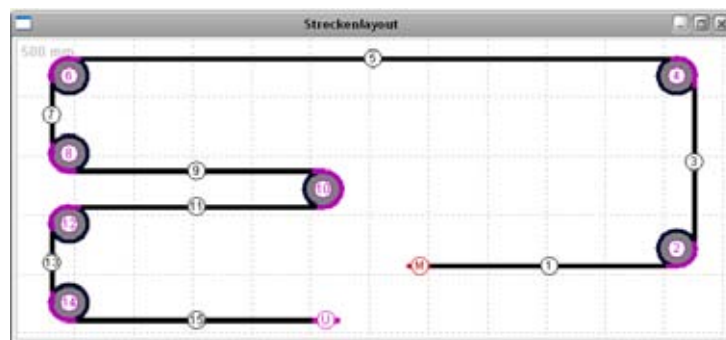


Abb. 7.3: Visualisierung des Streckenlayouts

7.4 Berechnungsbeispiel

Anhand eines Berechnungsbeispiels wird nun der Ablauf einer Dimensionierung mit dem Programm dargestellt. Abbildungen der Dialogfenster sollen dabei Gestaltung, Funktionen und Bedienung der Software verdeutlichen. Gegeben sei eine Förderstrecke mit einsträngiger Standardkette (65 mm), zwei Bogenrädern, einem geneigten geraden Abschnitt mit 15° Steigungswinkel sowie folgenden Parametern:

- Reibwert Kette/Schiene $\mu=0,26$, Kette/Produkt $\mu_p=0,3$
- Spezifische Kettenmasse $q_c=1,2 \text{ kg/m}$
- Fördergeschwindigkeit $v=20 \text{ m/min}$

- 12 bzw. 15 (Stau) Gutstücke (je 2,3 kg) je Meter Förderstrecke
- Zeitanteile der Betriebsphasen: 10% Leerlauf, 20% Staubetriebs, 5% Anfahren
- 4 Anfahrvorgänge/Stunde

Komponenten und Abmessungen der zu berechnenden Strecke zeigt Abb. 7.4.

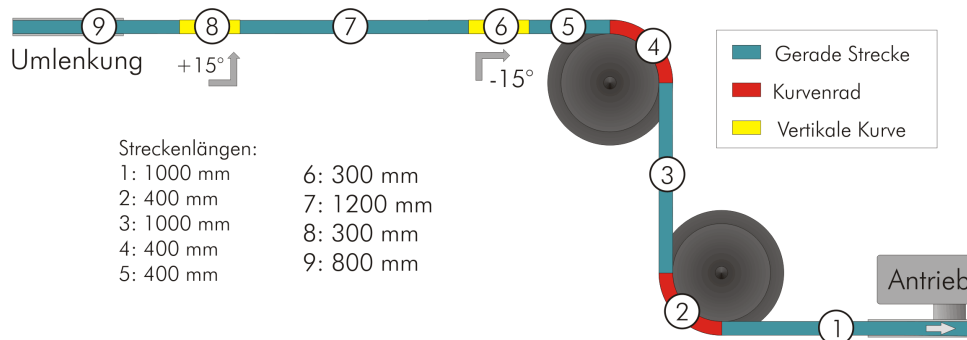


Abb. 7.4: Layout der zu berechnenden Förderstrecke

Nach dem Start des Rechenprogramms über das Programmsymbol auf der Arbeitsfläche bzw. im Startmenü, wird im Hauptdialogfenster (Abb. 7.5) mit der gleichnamigen Schaltfläche zunächst eines Neues Berechnungsprojekt angelegt. Neben dem Titel des Projektes können auch Name des Bearbeiters und Datum eingegeben werden.

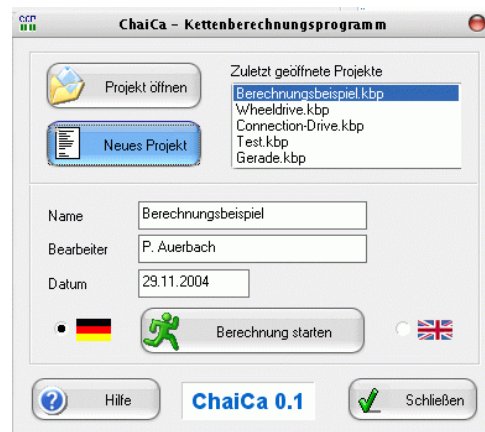


Abb. 7.5: Hauptdialog mit neuem Projekt

Weiterhin ist eine Umschaltung zwischen deutsch- und englischsprachiger Benutzeroberfläche möglich. Durch Anwahl von „Berechnung starten“ wird die erste Seite des Assistenten (Abb. 7.6) angezeigt, der in insgesamt fünf Schritten durch den Berechnungsvorgang führt. Hier sind neben der einzusetzenden Kette auch das Gleitleisten-Material, sowie die Umgebungs- bzw. Schmierungsbedingungen auszuwählen. Der resultierende Reibwert zwischen Kette und Gleitleiste wird aus der Datenbank des Programms abgerufen und angezeigt. Nach Wechsel zum zweiten Schritt der Berechnung (Abb. 7.7) wird aus den vom Systemhersteller angebotenen Antriebsvarianten eine geeignete ausgewählt. Für das Rechenbeispiel ist dies ein Kopfantrieb, der die Kette mit der gewünschten Geschwindigkeit von 20 m/min bewegt. Daneben werden je nach Umfang

des Fördersystems auch Mitten-, Kombinations- und Bogenradantriebe angeboten. Die ebenfalls einzugebende Anfahrhäufigkeit bestimmt den Betriebsfaktor K_A sowie den Zeitanteil der Anfahrphase in Schritt 4.

1. Schritt - Kette, Schiene und Schmierung auswählen

System: VarioFlow

Kette: Breite [mm]: 65 mm; Typ: 3 842 527 231; Standardkette; Material: POM; Masse [kg/m]: 0.96; Radius [mm]: 150; max. Steig [°]: 30

Gleitschiene: UHMW

Umgebungsbedingungen: Trocken

Reibwert Kette / Gleitschiene: 0.30

Hilfe << Zurück Weiter >> Abbrechen

Abb. 7.6: 1. Berechnungsschritt

2. Schritt - Antrieb auswählen

Antriebsart: Kopfantrieb

☐ Frequenzumrichter

Frequenz: 50 Hz (selected) 60 Hz

Hersteller: Lenze (selected) SEW Eurodrive

Geschw. [m/min]: 20.0 m/min - 70.0 Nm

BNR: 3 842 999 963

Leistung [W]: 370

Anfahrhäufigkeit [1/h]: 2-10 (Ka: 1.20)

Start-/Stopprampe: < 3 sec (selected) > 3 sec > 7 sec

Umgebungstemp. [°C]: 20

Hilfe << Zurück Weiter >> Abbrechen

Abb. 7.7: 2. Berechnungsschritt

In Schritt 3 der Berechnung (Abb. 7.8) wird das Layout der Förderstrecke definiert. Hierzu kann aus einer Liste von Komponenten, die für das jeweilige Fördersystem angeboten werden, ausgewählt werden. Die Reihenfolge der Abschnitte in der entsprechenden Tabelle kann durch Drag and Drop verändert werden, wobei die im letzten Abschnitt gezeigte Layoutvorschau (Abb. 7.3) dabei hilft, den Überblick zu bewahren. Unbeabsichtigte Änderungen, die besonders bei einer großen Anzahl von Abschnitten schwer nachvollziehbar sind, können mit „Zurück“ rückgängig gemacht werden.

3. Schritt - Komponenten der Anlage auswählen

Verfügbare Komponenten:

- Gerade
- Kurvenrad: 30.0°
- Kurvenrad: 45.0°
- Kurvenrad: 90.0°
- Kurvenrad: 180.0°
- Kurve vertikal: 5.0°
- Kurve vertikal: 7.5°
- Kurve vertikal: 15.0°
- Kurve vertikal: 30.0°
- Kurve vertikal: 45.0°
- Kurve vertikal: 60.0°
- Kurve vertikal: 90.0°
- Kurve horizontal: 30.0°
- Kurve horizontal: 45.0°
- Kurve horizontal: 90.0°
- 90° Umlenkung

Komponenten im Layout:

Komponente	Steigung	Belastung	Länge	Höhe
M A - Antrieb	0.0	304	800	
1 - Gerade	0.0	Stau	800	800
2 - Kurve vertikal	0.0 > 15.0	Stau	265	834
3 - Gerade	15.0	Stau	1200	1145
4 - Kurve vertikal	15.0 > 7.5	Stau	209	1186
5 - Gerade	7.5	Stau	400	1238
6 - Bogenrad	7.5	Stau	396	1238
7 - Gerade	7.5	Stau	1000	1368
8 - Bogenrad	7.5	Stau	396	1368
9 - Gerade	7.5	Stau	1000	1499
U - Umlenkung	7.5		304	1499

Gleitschiene: UHMW

Länge [mm]: 1000

☐ links ☐ rechts

☐ Transport ☒ Stau ☐ Leer ☐ Staubetrieb

Hinzufügen Übernehmen Löschen Zurück

Hilfe << Zurück Weiter >> Abbrechen

Abb. 7.8: 3. Berechnungsschritt

4. Schritt - Fördergut auswählen

Produktmaterial: Karton

Umgebungsbed.: Trocken

Reibwert: 0.30

Produktmasse [kg]: 2.30

Produktanzahl/m: 12.00

Produktanzahl/m bei Stau: 15.00

Zeitanteile der Betriebsphasen:

Zeitanteil	Wert	Einheit
Zeitanteil Stau	20	%
Zeitanteil Leerlauf	10	%
Zeitanteil Anfahren	2	%
Zeitanteil Transport	68	%

Diagramm: Zeitanteile der Betriebsphasen (Leerlauf, Transport, Staubetrieb, Anfahren)

Hilfe << Zurück Weiter >> Abbrechen

Abb. 7.9: 4. Berechnungsschritt

Der folgende Schritt des Berechnungsassistenten erlaubt die Festlegung der Belastungen durch Fördergut. Neben Material, Masse und Anzahl von Gutstücken je Meter Strecke können auch die Häufigkeiten der Betriebszustände Stauförderung und Leerlauf eingegeben werden. Aus der Anzahl von Anfahrvorgängen, sowie Geschwindigkeit und Streckenlänge wird der Zeitanteil der Anfahrphasen errechnet. Die restliche Zeit steht für den Transport von Fördergut zur Verfügung. Ein Diagramm verdeutlicht die Größen der Zeitanteile grafisch.

An dieser Stelle sind alle für die Berechnung notwendigen Eingangsdaten erfasst, so dass im fünften und letzten Schritt (Abb. 7.10) die Ergebnisse berechnet und angezeigt werden können. Eine schnelle Einschätzung der Eignung von Kette und Antriebseinheit erlauben die im linken Teil des Dialogs gezeigten Ergebnisse. Dazu zählen u.a. max. Kettenzugkraft, voraussichtliche Lebensdauer, Kettenlänge, sowie Antriebsmoment und -leistung. Auf der rechten Seite werden die um den Streckeneinfluss korrigierte Wöhlerlinie (vgl. Abschn. 6.4) und die ertragbaren Umlaufzahlen der Betriebsphasen dargestellt, auf deren Grundlage die Lebensdauer berechnet wurde. Die berechneten Ergebnisse bleiben somit nachvollziehbar bzw. kontrollierbar. Vor dem Abschluss der Berechnung besteht die Möglichkeit, ein Protokoll (Abb. 7.11) mit allen relevanten Eingangsdaten sowie Ergebnissen anzuzeigen oder auch auszudrucken.

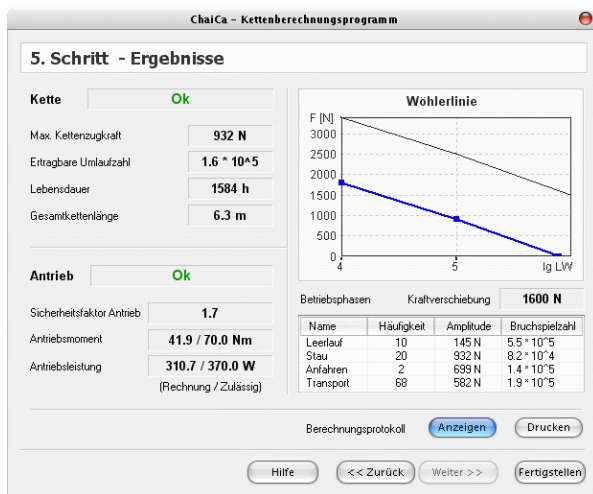


Abb. 7.10: 5. Berechnungsschritt

Berechnungsprotokoll

Projektdaten

Bezeichnung	Berechnungsbeispiel
Bearbeiter	P. Auerbach
Datum	29.11.2004

1. Kette

Name	VF65
BNR	3 842 527 231
Breite	65.0 mm
Material	POM

Gleitschiene	UHMW
Schmierung	Trocken
Reibwert	0.30

2. Antrieb

Bezeichnung	Kopfantrieb
BNR	3 842 999 963
Geschwindigkeit	20.0 m/min
Drehmoment	70 Nm
Leistung	370 W

Frequenzumrichter	/
Anfahrhäufigkeit	2
Anfahrfaktor	1.20
Betriebsfaktor	1.0
Umgeb.temperatur	20 °C

Abb. 7.11: Berechnungsprotokoll

Das erstellte Programm ermöglicht eine schnelle und zuverlässige Auslegung von Gleitketten-Fördersystemen auf Basis der in dieser Arbeit beschriebenen erweiterten Berechnungsgrundlagen. Neben den exakteren, neu abgeleiteten Gleichungen für horizontale und vertikale Gleitbögen wurden auch die Ergebnisse der Festigkeitsuntersuchungen in Programm und Datenbank integriert, so dass erstmals eine rechnerische Abschätzung der Lebensdauer bis zu einem Bruch der Kette möglich wurde.

In angepassten Versionen befindet sich das Programm bei mehreren Herstellern von Gleitketten-Fördersystemen (u.a. AMC, Bosch-Rexroth, Flexon, Simplimatic) im Einsatz und konnte dort bereits seine Praxistauglichkeit unter Beweis stellen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgangspunkt der Arbeit war der trotz der großen Verbreitung von Gleitketten-Fördersystemen lückenhafte Wissensstand bezüglich deren Auslegung. In der wissenschaftlichen Literatur konnte keine fundierte Darstellung der Beanspruchungen, Zugkraftentwicklung und Haltbarkeit von Kunststoff-Gleitketten in räumlichen Fördersystemen gefunden werden. Infolge dessen war nur eine grob überschlägige Dimensionierung derartiger Anlagen möglich, wobei das Fehlen einer Möglichkeit zur Abschätzung der Lebensdauer einer Gleitkette besonders nachteilig war. Der von Stahlketten übernommene Berechnungsansatz, der die statische Bruchfestigkeit als Dimensionierungsgröße verwendet, führt selbst bei Einhaltung der sog. zulässigen Kettenzugkraft zu sehr geringen Einsatzzeiten bis zum Bruch von Kettengliedern.

Hauptanliegen dieser Arbeit war es deshalb, Beanspruchungen und Festigkeitseigenschaften von Kunststoff-Gleitketten beim Einsatz in raumgängigen Fördersystemen näher zu untersuchen. Begonnen wurde mit einer konzentrierten Darstellung des derzeitigen Wissensstandes zur Auslegung von Gleitketten, untergliedert in die Bereiche Materialeigenschaften, Festigkeitsberechnung und Gleichungen zur Zugkraftberechnung. Der nächste Schritt bestand in einer systematischen Betrachtung von Versagensarten und -ursachen, sowie in der Erarbeitung eines Modells der wirkenden Kräfte und der resultierenden Beanspruchungen eines Kettengliedes in unterschiedlichen Streckenelementen. Fazit dieser Betrachtungen war, dass zwei grundsätzlich verschiedene Belastungszustände von Kettengliedern in geraden Abschnitten sowie Kurvenstrecken existieren. Insbesondere horizontale Bogenräder mit ihren engen Kurvenradien rufen Radial- und Schwenkkräfte nicht vernachlässigbarer Größe in der Kette hervor, die zu einem deutlich vom einachsigen Zug abweichenden Beanspruchungszustand führen. Diese Aussage konnte auch mittels FEM-Simulation eines Kettengliedes unter den verschiedenen Belastungen verdeutlicht werden.

Dem Zusammenhang zwischen Belastungsmodell und Zugkraftverlauf wurde durch Messungen der Kettenzugkraft in allen Abschnittstypen sowie unter verschiedenen Belastungsfällen und Geschwindigkeiten nachgegangen. Anhand der Meßwerte konnten die Besonderheiten der Kraftverläufe in unterschiedlichen Streckentypen dokumentiert werden. Sie ermöglichten ebenfalls eine Kontrolle der neu abgeleiteten Gleichungen zur Zugkraftberechnung von Gleitbögen.

Um ein besseres Verständnis der Festigkeit bzw. Haltbarkeit von Gleitketten unter einsatznahen Lastbedingungen zu gewinnen, wurden Dauerversuche mittels zweier unterschiedlicher Versuchsanordnungen durchgeführt. Auf einer dynamischen Prüfmaschine wurden die Bruchschwingungsspielzahlen dreier Werkstoffe bei fünf Laststufen unter schwellender, sinusförmiger Belastung ermittelt. Versuchstechnisch aufwendigere Dauerprüfungen wurden auf Testförderstrecken mit vier unterschiedlichen Streckenlayouts durchgeführt. Der Vergleich der Bruchspielzahlen zeigte, dass die auf der Prüfmaschine ermittelten Werte in guter Näherung nur mit der ertragbaren Umlaufzahl einer Kette in ausschließlich geraden Förderstrecken übereinstimmen. Enthält die Strecke jedoch Kurvenabschnitte, sinkt die Lebensdauer der Kette deutlich. In Anlehnung an das U0-

Verfahren nach [PH86] wurde eine Methode vorgeschlagen, mit der sich die Haltbarkeit auch bei Strecken mit Kurven näherungsweise auf die mit der Prüfmaschine ermittelte Wöhlerlinie zurückführen lässt.

Auf der Grundlage der Versuchsergebnisse wurden erweiterte Berechnungsgrundlagen formuliert. Diese beinhalten einerseits Gleichungen zur exakteren Beschreibung des Zugkraftverlaufs in horizontalen und vertikalen Gleitbögen, die auf analytischem Weg hergeleitet wurden. Durch Gegenüberstellung gemessener Kraftverläufe konnte gezeigt werden, dass die neuen Beziehungen diese mit guter Genauigkeit mathematisch beschreiben. Im Gegensatz zur bisherigen, auf Kurvenfaktoren basierenden Methode ist es damit möglich geworden, die Zugkrafteerhöhung durch Gleitbögen für beliebige Reibwerte und Kurvenwinkel mit hoher Genauigkeit berechnen zu können. Darüber hinaus wurde ausgehend von der Miner-Regel ein Ansatz vorgeschlagen, der erstmals die rechnerische Abschätzung der Lebensdauer von Gleitketten zulässt, wobei die in der Praxis auftretenden Betriebszustände mit unterschiedlicher Belastung durch Fördergut berücksichtigt werden. Trotz der diskutierten, möglichen Fehlerquellen dieses Ansatzes erlaubt er eine wesentliche bessere Beurteilung der Eignung und Haltbarkeit einer Kunststoff-Gleitkette als der bisherige. Der neue Berechnungsansatz wurde in einem PC-Programm implementiert, das eine schnelle, komfortable und genaue Dimensionierung von Gleitketten-Fördersystemen ermöglicht. Es berechnet neben Zugkraftverläufen und Antriebskennwerten auch die Lebensdauer von Gleitketten und hat sich in abgewandelten Versionen bei mehreren Herstellern von Gleitketten - Fördersystemen im praktischen Einsatz bewähren können.

Gegenstand zukünftiger Arbeiten auf diesem Gebiet sollten zunächst Dauerversuche mit konstruktiv anders gestalteten Kettentypen sein, um weitere Festigkeitskennwerte zu ermitteln und den Ansatz zur rechnerischen Abschätzung der Lebensdauer verifizieren zu können. Bei der Betrachtung der Versagensarten in Abschn. 4.1 wurde deutlich, dass darüber hinaus Verschleiß, Teilungsfehler und thermische Zerstörung Kriterien sind, die unter bestimmten Bedingungen die Lebensdauer begrenzen können, noch bevor ein Kettenbruch auftritt. Systematische, experimentelle Untersuchungen dieser Größen sind notwendig, um thermische Einsatzgrenzen, Verschleißraten und Teilungszunahme genauer bestimmen und in die Abschätzung der Lebensdauer einbeziehen zu können. Ziel wären Modelle zur rechnerischen Abschätzung der Einsatzdauer bis noch zu definierende Verschleißgrenzen bzw. Teilungsfehler erreicht sind.

Literaturverzeichnis

- [AG04] AG, Firmenschrift R.: *Ro-flex Aluminium Dreidimensionales Fördersystem*, 2004
- [ano77] ANONYM: Ausführungsarten und Anwendung der Seitenbogenkette: Konstruktive Gesichtspunkte. In: *Maschinenmarkt* 83 (1977), Nr. 76, S. 1499–1502
- [ano87] ANONYM: Scharnierbandketten. Qualität entscheidet. In: *Neue Verpackung* (1987), Nr. 8, S. 60–62
- [Aut83] AUTORENKOLLEKTIV: *Getriebetechnik Rollenkettengetriebe*. Berlin : VEB Verlag Technik Berlin, 1983
- [Bay91] BAYER, Walter: *Lehrbuch der organischen Chemie*. Stuttgart : S. Hirzel Verlag, 1991
- [Ber99] BERTSCHE, G.: *Zuverlässigkeit im Maschinenbau*. Berlin; Heidelberg : Springer Verlag, 1999. – ISBN 3–540–65229–9
- [Bos04] BOSCH, Firmenschrift: *VarioFlow Kettenfördersystem*. Ausgabe 1.02, 2004
- [Bot96] BOTTENBRUCH, Ludwig: *Engeneering Thermoplastics Polycarbonates Polyacetals Polyesters Cellulose Esters*. Cincinnati : Hanser, 1996. – ISBN 3–446–17473–7
- [BW97] BEITZ W., Grote K.-H.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin. Heidelberg : Springer Verlag, 1997
- [Cot92] COTTIN, E.: *Angewandte Betriebsfestigkeit*. 2. Auflage. München Wien : Hanser Verlag, 1992. – ISBN 3–446–16192–9
- [Cra98] CRAWFORD, R.J.: *Plastics Engineering*. Third Edition. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1998. – ISBN 0–7506–3764–1
- [Ehl97] EHLERS, Eberhad: *Chemie II*. 5. Auflage. Stuttgart : Gutstav Fischer Verlag, 1997
- [Ehr02] EHRENSTEIN, Gottfried W.: *Mit Kunststoffen konstruieren*. 2., durchges. und korrigierte Aufl. München Wien : Carl Hanser, 2002. – ISBN ISBN 3–446–18347–7
- [Fle80] FLEISCHER, Thum: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. 1. Auflage. Berlin : VEB Verlag Technik Berlin, 1980

- [Fle95] FLEXLINK, Firmenschrift: *Fördersysteme und Automationskomponenten Katalog*, 1995
- [Fle99] FLEXLINK, Firmenschrift: *Modulares System XT*, 1999
- [Fle03] FLEXON, Firmenschrift: *Produktprogramm Stahl- und Kunststoffketten*, 2003
- [Fro71] FRONIUS, St.: *Maschinenelemente. Antriebselemente*. Berlin : VEB Verlag Technik Berlin, 1971
- [Ged95] GEDDE, Ulf w.: *Polymer Physics*. London : Chapman & Hall, 1995. – ISBN 0 412 62640 3
- [Gni80] GNILKE, Walter: *Lebensdauerberechnung der Maschinenelemente*. Berlin : VEB Verlag Technik, 1980
- [Hab86] HABIGER, E. u.: *Handbuch Die Technik der elektrischen Antriebe*. Berlin : VEB Verlag Technik Berlin, 1986
- [Hai89] HAIBACH, E.: *Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1989. – ISBN 3–18–400828–2
- [Hel96] HELLERICH, Haenle: *Werkstoff-Führer Kunststoffe*. 7. Auflage. München : Carl Hanser Verlag München, 1996. – ISBN 3–446–17617–9
- [Hel04] HELM, Bernhard: Betriebsfestigkeitsnachweis von Elastomerbauteilen. In: *Konstruktion* (2004), 09, S. IW14–15
- [Her99] HERRLICH, Norbert: *Kunststoffpraxis: Eigenschaften*. Augsburg : WEKA Fachverl. für Technische Führungskräfte, 1999. – ISBN SBN 3–8111–5927–5
- [HR004] *Werkstoffdatenbank Hüttig Riweta*, 2004
- [IA99] UNI-CHAINS INT A/S, Firmenschrift: *Engineering Manual*, 1999
- [Int98] INTRALOX, Firmenschrift: *Intralox Konstruktionshandbuch Modulare Kunststoffförderbänder*, 1998
- [Kra99] KRAUSE, F. e.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Stauscheibenförderern (Rohrkettenförderern). In: *Schüttgut* (1999), 5, Nr. 2, S. 139–149
- [Lae72] LAEIS, Werner: *Einführung in die Werkstoffkunde der Kunststoffe*. München : Carl Hanser, 1972. – ISBN 3–446–11527–7
- [Men90] MENGES, Georg: *Werkstoffkunde Kunststoffe*. München : Hanser, 1990 (5). – 309 S. – ISBN 3–446–15612–7

- [Mon79] MONSBERGER, Josef: Tragkettenförderer sind vereinfachte Bauformen von Plattenbandförderern. In: *Maschinenmarkt* (1979), Nr. 65, S. 1272
- [Nen00] NENDEL, K. u.: Anwendungsgrenzen von Gleitketten. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 40 (2000), Nr. 10, S. 544
- [Nie86] NIEMAN, H.: *Maschinenelemente. Band III.* 2. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1986
- [O'C95] O'CONNOR, P.: *Practical Reliability Engineering.* Third Edition Revised. New York : John Wiley & Sons, 1995. – ISBN 0 471 96025 X
- [Pfe89] PFEIFER, Heinz: *Grundlagen der Fördertechnik.* Braunschweig : Vieweg, 1989
- [PH86] P. HEULER, T. S.: Relative Miner-Regel und U0-Verfahren - eine bewertende Gegenueberstellung. In: *Materialprüfung* (1986), Nr. 3, S. 65/72
- [Rex99] REXNORD, Firmenschrift: *Die Auslegung des Kettentriebes*, 1999
- [Rex00] REXNORD, Firmenschrift: *Konstruktionsanleitung Scharnier- und Plattenbandketten*, 2000
- [Sae89] SAECHTLING, Hansjürgen: *Kunststoff Taschenbuch.* München Wien : Carl Hanser Verlag, 1989
- [Sch02] SCHWARZ/EBLING: *Kunststoffkunde.* Würzburg : Vogel Fachbuch, 2002. – ISBN 3 8023 1917 6
- [Sys00] SYSTEMPLAST, Firmenschrift F.: *Conveyor Chains*, 2000
- [Vie71] VIEWEG, Scheurlen: *Kunststoff Handbuch Band XI Polyacetale, Epoxidharze, fluorhaltige Polymerisate, Silicone.* München : Carl Hanser, 1971. – ISBN 3-446-10311-2
- [Vie73] VIEWEG, Goerden: *Kunststoff Handbuch Band VIII Polyester.* München : Carl Hanser, 1973. – ISBN 3-446-10308-2
- [Vog88] VOGEL, Johannes: *Elektrische Antriebstechnik.* 4., bearbeitete Auflage. Berlin : Verlag Technik Berlin, 1988
- [Zam85] ZAMMERT, W.U.: *Betriebsfestigkeitsberechnung.* Braunschweig : Vieweg, 1985. – ISBN 3-528-03350-9

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Peter Auerbach
1975	Geburt in Karl-Marx-Stadt

Schul Ausbildung

1982 - 1992	Polytechnische Oberschule Alexander Matrossow
1992 - 1994	Erlangung der mittleren Reife

Wehrdienst

1994 - 1995	Wehrersatzdienst
-------------	------------------

Studium

1995 - 2000	Studium des Maschinenbaus an der TU Chemnitz
1998	Praxissemester bei der IAV GmbH Chemnitz
2000	Diplomierung

Tätigkeiten

2000 - 2001	Arbeit am Steinbeis Institut für Antriebs- und Handhabetechnik
2001 - 2005	Arbeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der TU Chemnitz

P. Auerbach

Chemnitz im April 2006